



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



Escola Politécnica Superior

TRABAJO FIN DE GRADO
CURSO 2018/19

*PLANTA DE POTENCIA ORC CON FUENTE DE
ENERGÍA RENOVABLE*

Grado en Ingeniería Mecánica

ALUMNO

Mario Castro Suárez

TUTOR

Alberto Arce Ceinos

FECHA

DICIEMBRE 2018

Título y resumen

Planta de potencia ORC con fuente de energía renovable

En el presente proyecto se desarrolla el diseño y dimensionamiento de una central de potencia basada en un Ciclo de Rankine Orgánico capaz de suministrar un megavatio de potencia. La fuente de energía será el Sol, cuya radiación concentraremos en un fluido térmico mediante un campo de colectores cilíndrico-parabólicos, para luego transferir su energía a través de un evaporador a un fluido orgánico, el cual es expandido en una turbina acoplada a un alternador, que nos proporcionará la corriente eléctrica. A partir del estudio del ciclo termodinámico, nos encargaremos del diseño y dimensionamiento de los distintos componentes y equipos que constituirán los tres circuitos en que dividiremos la planta: campo solar, potencia y refrigeración. Una vez diseñados y dimensionados todos los elementos de la planta, peinaremos el mercado en busca de la solución comercial que mejor satisfaga nuestras necesidades.

Planta de potencia ORC con fonte de enerxía renovable

No presente proxecto desenrolarase o deseño e dimensionamento dunha central de potencia basada nun Ciclo de Rankine Orgánico capaz de suministrar un megavatio de potencia. A fonte de enerxía será o Sol, cuxa radiación concentraremos nun fluido térmico mediante un campo de colectores cilíndrico-parabólicos, para logo transferir a súa enerxía a través dun evaporador a un fluido orgánico, o cal se expande nunha turbina acoplada a un alternador, que nos proporcionará a corrente eléctrica. A partires do estudo do ciclo termodinámico, encargarámonos do deseño e dimensionamento dos distintos componentes e equipos que constituirán os tres circuitos nos que dividiremos a planta: campo solar, potencia e refrixeración. Unha vez deseñados e dimensionados todos os elementos da planta, peinaremos o mercado na procura da solución comercial que mellor satisfaga as nosas necesidades.

ORC power plant with renewable energy source

In this project we develop the design and sizing of a power plant based on an Organic Rankine Cycle capable of supplying a megawatt of power. The energy source will be the Sun, whose radiation will be concentrated in a thermal fluid through a field of parabolic trough collectors, then transfer its energy through an evaporator to an organic fluid, which is expanded in a turbine coupled to an alternator, providing the electric current. From the study of the thermodynamic cycle, the design and sizing of the different components and equipment will be carried out. These components and equipment will constitute the three circuits in which we will divide the plant: solar field, power and cooling. Once all the elements in the plant have been designed and dimensioned, a market search will be performed in order to find the commercial solution that better satisfy the requirements.

ÍNDICE GENERAL

DOCUMENTO I: MEMORIA

ANEJO I: CÁLCULOS DEL CICLO TERMODINÁMICO

ANEJO II: CÁLCULOS DEL CAMPO SOLAR

ANEJO III: CÁLCULOS Y PARÁMETROS DE LAS BOMBAS

ANEJO IV: ELECCIÓN Y CARACTERÍSTICAS DEL FLUIDO CALOPORTADOR

ANEJO V: CÁLCULOS Y PARÁMETROS DE LAS TORRES DE REFRIGERACIÓN

ANEJO VI: CÁLCULOS DE LOS DEPÓSITOS DE EXPANSIÓN

ANEJO VII: CÁLCULOS DE LAS TUBERÍAS

ANEJO VIII: BALANCE DE MATERIA

DOCUMENTO II: PLANOS

DOCUMENTO III: PLIEGO DE CONDICIONES

DOCUMENTO IV: PRESUPUESTOS Y MEDICIONES



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



Escola Politécnica Superior

TRABAJO FIN DE GRADO
CURSO 2018/19

*PLANTA DE POTENCIA ORC CON FUENTE DE
ENERGÍA RENOVABLE*

Grado en Ingeniería Mecánica

Documento I

MEMORIA

Índice

1. OBJETO	5
2. ALCANCE	6
3. ANTECEDENTES	7
3.1. Ciclo de Rankine	7
3.1.1. <i>Mejoras del ciclo de Rankine.....</i>	<i>8</i>
3.1.2. <i>Ciclo real de Rankine</i>	<i>10</i>
3.1.3. <i>Ciclo de Rankine con regenerador</i>	<i>12</i>
3.2. Ciclo Orgánico de Rankine (ORC).....	13
3.3. Colectores cilíndrico-parabólicos.....	14
3.3.1. <i>Componentes de un colector cilíndrico-parabólico</i>	<i>14</i>
3.4. Turbinas de vapor	15
3.4.1. <i>Funcionamiento turbinas de vapor</i>	<i>16</i>
3.4.2. <i>Tipos de turbinas de vapor.....</i>	<i>17</i>
3.4.2.1. <i>Turbinas de acción.....</i>	<i>17</i>
3.4.2.2. <i>Turbinas de reacción.....</i>	<i>17</i>
3.4.2.3. <i>Turbinas monoetapa</i>	<i>18</i>
3.4.2.4. <i>Turbinas monoetapa</i>	<i>18</i>
3.4.2.5. <i>Turbinas de flujo axial</i>	<i>18</i>
3.4.2.6. <i>Turbinas de flujo radial.....</i>	<i>18</i>
3.4.2.7. <i>Turbinas de extracción de vapor</i>	<i>18</i>
3.4.2.8. <i>Turbinas de contrapresión.....</i>	<i>18</i>
3.4.2.9. <i>Turbinas de condensación</i>	<i>18</i>
3.4.2.10. <i>Turbinas de escape libre</i>	<i>19</i>
3.5. Tubo absorbedor	19
3.6. Torres de refrigeración	20
3.6.1. <i>Funcionamiento.....</i>	<i>21</i>
3.6.2. <i>Tipos de torres de refrigeración.....</i>	<i>21</i>
3.7. Depósitos de expansión	22
3.7.1. <i>Tipos.....</i>	<i>22</i>
3.7.2. <i>Objetivos de un depósito de expansión.....</i>	<i>23</i>
3.7.3. <i>Funcionamiento.....</i>	<i>23</i>
3.8. Altura Neta Positiva de Aspiración (ANPA).....	23
3.8.1. <i>Cálculo de la ANPA disponible.....</i>	<i>25</i>
3.8.2. <i>ANPA requerida</i>	<i>25</i>
4. NORMAS Y REFERENCIAS	26

4.1. Disposiciones legales y normas aplicadas	26
4.2. Programas de cálculo	26
4.3. Programas de diseño	26
5. REQUISITOS DE DISEÑO	27
6. RESULTADOS FINALES	28
6.1. Campo solar	28
6.2. Colectores Cilíndrico-Parabólicos	28
6.2.1. Módulo	29
6.2.2. Espejos	29
6.2.3. Estructura	29
6.2.4. Sistema de seguimiento	30
6.2.5. Seguridad del CCP frente al viento	31
6.3. Turbina	32
6.4. Bombas	35
6.4.1. Bomba del circuito de potencia	35
6.4.2. Bomba del circuito del campo solar	35
6.4.3. Bomba del circuito de agua de refrigeración	35
6.5. Fluido del circuito de potencia	36
6.6. Fluido caloportador	36
6.7. Tubo absorbedor	37
6.7.1. Cálculo de pérdidas del UVAC3	37
6.8. Torres de refrigeración	38
6.9. Depósitos de expansión	39
6.10. Tuberías	40
6.11. Caldera auxiliar	40
6.12. Válvulas y bridas	41
6.12.1. Válvulas de paso	41
6.12.2. Bridas	42
6.12.3. Válvulas antirretorno	43

1. OBJETO

El objetivo principal de este proyecto es el dimensionamiento de los diferentes componentes y equipos que forman una planta de producción de energía eléctrica basada en un Ciclo Orgánico de Rankine, de ahora en adelante ORC (Organic Rankine Cycle).

El ciclo de potencia ORC es una conocida y expandida forma de producción de energía, principalmente en aplicaciones de biomasa y geotérmicas, no obstante, está en alza en energía solar y aplicaciones de recuperación de calor. Este ciclo, por lo tanto, permitirá obtener electricidad de una forma más respetuosa con el medio ambiente, ya que la energía solar es una energía renovable. Por otra parte, en los ciclos ORC se utilizan fluidos orgánicos, que se caracterizan por una masa molecular mayor que la del agua, por lo que se obtendrá una rotación más lenta de la turbina y menores presiones, produciéndose un menor desgaste por erosión de los álabes de la turbina.

En este proyecto se ha decidido tomar como fuente de energía la contenida en un fluido térmico que es calentado por medio de energía solar y que a su vez servirá para calentar, por medio de una serie de intercambiadores de calor, un fluido orgánico hasta evaporarlo y recalentarlo. El vapor recalentado será expandido en una turbina. Este vapor expandido se aprovechará para precalentar el fluido orgánico previamente a su entrada al evaporador, en un intercambiador de calor denominado regenerador.

Se diferenciará entre tres partes de la planta, ya que cada una contará con una función y un fluido distinto. Se contará de esta forma con los siguientes circuitos: circuito del campo solar, circuito de potencia y circuito de refrigeración.

Primeramente será necesario estudiar el ciclo termodinámico que defina todos los estados del fluido orgánico en cada punto del ciclo de potencia, para poder dimensionar los elementos que forman parte de este. Posteriormente, se procederá al dimensionamiento del campo solar, con la distribución óptima de los colectores necesarios para obtener la energía requerida en el fluido térmico, la cual se transfiere al fluido orgánico del ciclo de potencia. A continuación se hará lo propio con el circuito de refrigeración, formado por agua, que se encargará de aportar el agua necesaria para condensar el fluido orgánico por medio del condensador. Por último se dimensionarán las tuberías que forman parte de cada uno de estos circuitos, con los correspondientes estudios de pérdidas de carga y de altura neta positiva de aspiración, necesarios para la elección de las diferentes bombas.

Una vez dimensionados los diferentes componentes del circuito se escoge una opción comercial existente en el mercado, que se adapte lo mejor posible a las necesidades.

Esta planta de potencia está pensada para estar situada en una región ampliamente soleada, donde se pueda aprovechar una alta irradiación solar. Estará ubicada en la provincia de Córdoba, ya que es la provincia española con mayor irradiancia solar durante el año. La planta servirá para abastecer eléctricamente a una obra civil (por ejemplo: un hospital, un ferrocarril o un campo de refugiados) o a una pequeña zona habitada donde no llega la red eléctrica o donde está dañada.

Según el consumo eléctrico medio anual de una vivienda media (tres personas) en España, el megavatio que suministraría la planta de potencia sería capaz de proporcionar energía eléctrica para 217 familias.

Cabe destacar que la planta cuenta con un diseño modular, por lo que sus partes podrían ser desarmadas, transportadas y reorganizadas, con todas las ventajas que esto conlleva. Además, cabría la posibilidad de doblar/triplicar el número de componentes en caso de que los requerimientos de energía se duplicasen/triplicasen.

2. ALCANCE

El alcance del proyecto abarca el dimensionamiento de los diferentes componentes que forman los tres circuitos (campo solar, potencia y refrigeración), para posteriormente seleccionar una opción comercial que se adapte a las necesidades calculadas.

Por lo tanto, se determinará:

- Elección, dimensionamiento y distribución del campo solar formado por los colectores cilíndrico-parabólicos
- Cálculos y elección de la turbina de contrapresión de una etapa
- Cálculos, dimensionamiento y elección de las torres de refrigeración
- Cálculos, dimensionamiento y elección de los tres tipos de bomba para cada uno de los circuitos de la planta
- Cálculos, dimensionamiento y elección de los depósitos de expansión
- Cálculos, dimensionamiento y elección de los tubos absorbedores para los colectores cilíndrico-parabólicos
- Cálculos, dimensionamiento y elección del fluido térmico y del fluido orgánico del circuito de potencia
- Dimensionamiento y elección de las tuberías de los tres circuitos
- Realización de un diagrama de flujo del proceso mediante un software CAD
- Estudio de las pérdidas de carga en cada una de las tuberías de los tres circuitos
- Estudio de los espesores mínimos necesarios para cada una de las tuberías de los tres circuitos
- Selección de válvulas de cierre para los puntos donde sea necesario en cada uno de los tres circuitos

Los siguientes elementos han sido considerados como necesarios para la realización del proyecto, o incluso se ha determinado su ubicación real necesaria en la planta, pero no se han diseñado, dimensionado ni seleccionado un equipo en concreto del mercado:

- Estación meteorológica e indicadores de presión, temperatura, humedad y radiación solar
- Losa continua de hormigón armado que servirá como superficie plana sobre la que se colocarán todos los elementos de la planta
- Los intercambiadores de calor (evaporador, regenerador y condensador) tampoco son objeto de este trabajo, ya que estos mismos han sido diseñados y dimensionados en el Trabajo de Fin de Grado de Sergio García Palmeiro, *Diseño ingenieril y mecánico de intercambiadores de calor en planta de producción de potencia ORC*, año 2018
- Alternador y transformadores; aunque en cuanto a estos se ha representado en el diagrama de flujo que habrá dos: uno principal, que será el que abastezca de electricidad; y uno secundario, que se encargará de abastecer la propia planta
- En cuanto a la caldera auxiliar, se ha calculado de acuerdo con la norma UNE 206010 la potencia mínima necesaria con la que tiene que contar, pero no ha sido diseñada ni se ha seleccionado un equipo
- Los elementos de seguridad del circuito (exceptuando los depósitos de expansión) no han sido diseñados ni elegidos del mercado
- El depósito de alimentación del agua de reposición del circuito de refrigeración no ha sido diseñado ni dimensionado
- Solo se han considerado las bridas correspondientes a las válvulas, habiendo dos bridas por cada una de ellas
- Aun siendo conocedores de la necesidad de sistemas de control en la planta, no vamos a considerarlos ya que no entran dentro del alcance de nuestro proyecto

3. ANTECEDENTES

Tal y como ha sido establecido en el objetivo y en el alcance del proyecto, se utilizará un ciclo ORC para la producción de potencia.

A continuación se procederá a explicar los diferentes elementos y conceptos en los que se basa el proyecto.

3.1. Ciclo de Rankine

El ciclo de Rankine es el ciclo fundamental de operación de todas las plantas de potencia en las que un fluido es evaporado y condensado continuamente.

El ciclo básico de Rankine consiste en calentar agua hasta evaporarla y elevar a la presión del vapor, que será llevado a una turbina en la que se produce energía cinética al someter al vapor a una expansión. Posteriormente este vapor será conducido a un condensador en el que pasará a estado líquido para poder aumentar su presión de nuevo por medio de una bomba e introducirlo de nuevo en el calentador cerrando de esta forma el ciclo. En la Figura 1 se puede observar el esquema de un ciclo de Rankine:

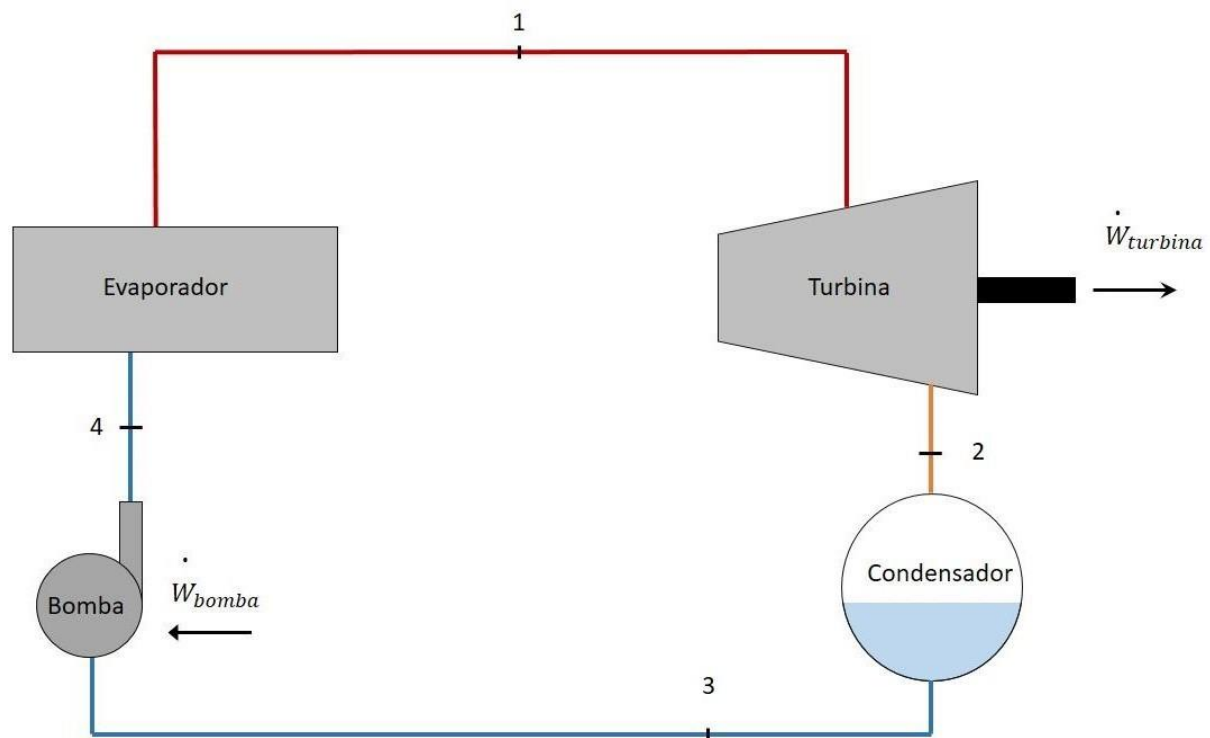


Figura 1. Ciclo de Rankine

La fuente de calor que constituye el evaporador podrá ser de diversos tipos: fisión nuclear, combustibles fósiles, gas natural o aceite, en este proyecto será un fluido orgánico calentado por energía solar. La eficiencia del evaporador dependerá del calor específico de vaporización del fluido de trabajo.

En el caso del ciclo ideal tanto la turbina como la bomba son isoentrópicas, y no se producen pérdidas de presión en el evaporador ni en condensador, maximizando de esta forma la potencia obtenida y semejándose más al ciclo de Carnot. Al igual que cualquier ciclo termodinámico, su cota superior de rendimiento vendrá determinada por el rendimiento de un

ciclo de Carnot que funcione entre los mismos focos térmicos.

El ciclo de Rankine ideal está compuesto por 4 procesos, como se representa en la siguiente figura:

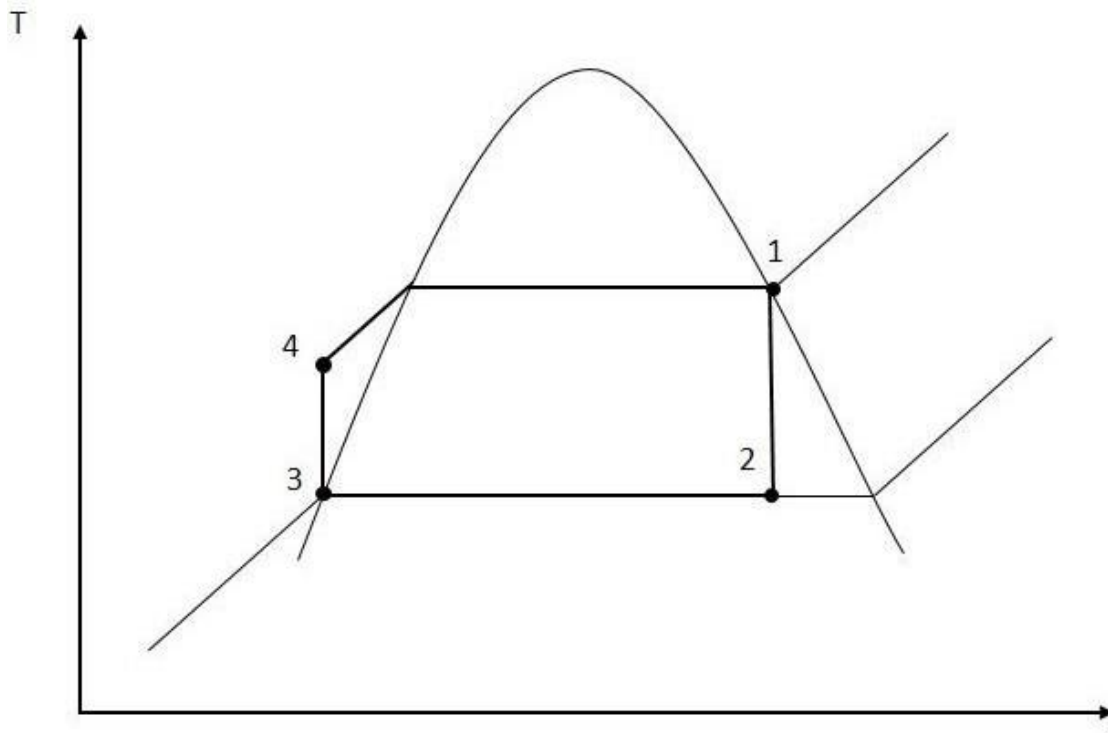


Figura 2. Diagrama T-s del ciclo de Rankine ideal

A continuación se procederá a hacer una breve descripción de los procesos:

- **Proceso 1-2:** El vapor saturado se expande en la turbina isoentrópicamente generando potencia, esto provoca un descenso de la temperatura y de la presión del fluido de trabajo.
- **Proceso 2-3:** El vapor entra en el condensador y se condensa a presión constante hasta llegar a la condición de líquido saturado.
- **Proceso 3-4:** El fluido de trabajo es impulsado por la bomba, aumentando su presión. Dado que el fluido está en fase líquida el trabajo de la bomba es relativamente pequeño.
- **Proceso 4-1:** El fluido de trabajo a alta presión entra en el evaporador donde es calentado a presión constante por una fuente externa de calor hasta llegar a la condición de vapor saturado.

3.1.1. Mejoras del ciclo de Rankine

El objetivo de las mejoras en el ciclo de Rankine es el de incrementar la eficiencia térmica del mismo, bien por el aumento de la temperatura media a la que se transfiere el calor al fluido de trabajo en el evaporador o bien por la disminución de la temperatura media del fluido de trabajo en el condensador. Para ello hay diferentes métodos.

3.1.1.1. *Sobrecalentamiento*

Al aumentar la temperatura del vapor de 1 a 1' llegando a la condición de vapor sobrecalentado conseguimos un incremento en el trabajo en la turbina. Esto se debe a que cuanto mayor sea la temperatura del vapor, más calor será transformado en trabajo durante la expansión en la turbina y por lo tanto menos irreversible será el proceso. Además conseguiremos mejorar el título del gas disminuyendo así la humedad del vapor y evitando de esta forma la erosión causada por dicha humedad en los álabes de la turbina tal. Un ciclo ideal de Rankine con recalentamiento se representa en la figura 3.

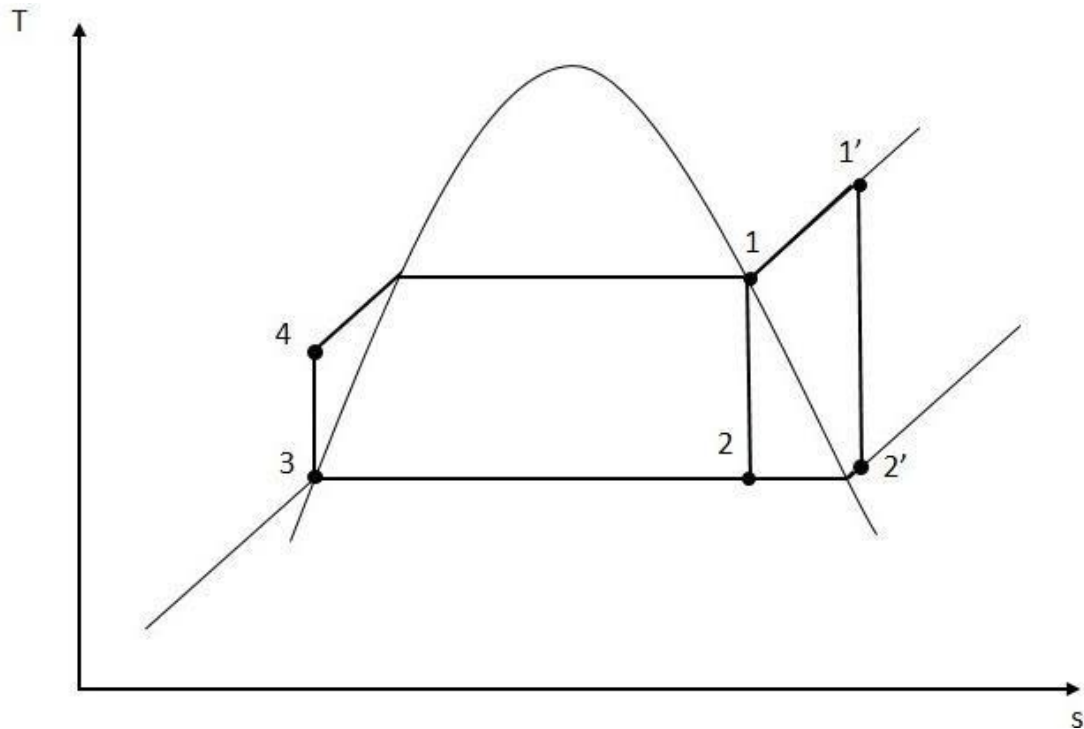


Figura 3. Ciclo de Rankine con sobrecalentamiento

3.1.1.2. *Reducción de la presión del condensador*

La reducción de la presión del condensador provoca un descenso de la temperatura del vapor, permitiendo disminuir de esta forma la temperatura del fluido de trabajo que va al condensador y pudiendo disminuir así el calor que cede este vapor al condensador. Esta variante del ciclo se representa en la figura 4.

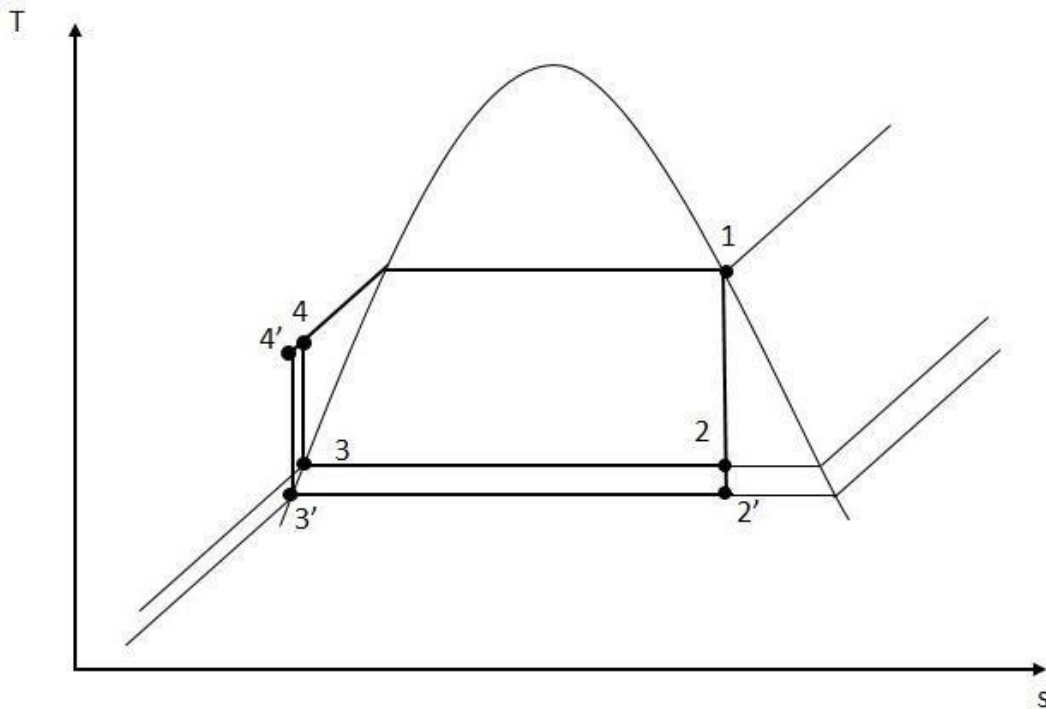


Figura 4. Ciclo de Rankine con reducción de presión en el condensador

El área comprendida entre los puntos 2, 2', 3 y 3' se corresponde con el aumento del trabajo neto conseguido en la turbina mientras que el área comprendida entre los puntos 3, 3', 4 y 4', se corresponde con el aumento del calor que el evaporador ha de ceder al fluido.

3.1.1.3. Regeneración

Consiste en introducir un calentador del fluido de alimentación en el Ciclo de Rankine que permita reducir la energía primaria a aportar al ciclo, mejorando de esta forma el rendimiento del ciclo.

Como es la mejora que utilizaremos en nuestra central de potencia, posteriormente nos explayaremos más en la explicación.

3.1.2. Ciclo real de Rankine

Sin embargo, lo visto hasta ahora es imposible de llevar a cabo. El ciclo de Rankine real difiere de lo representado en la Figura 2 debido a las irreversibilidades presentes en los diversos componentes:

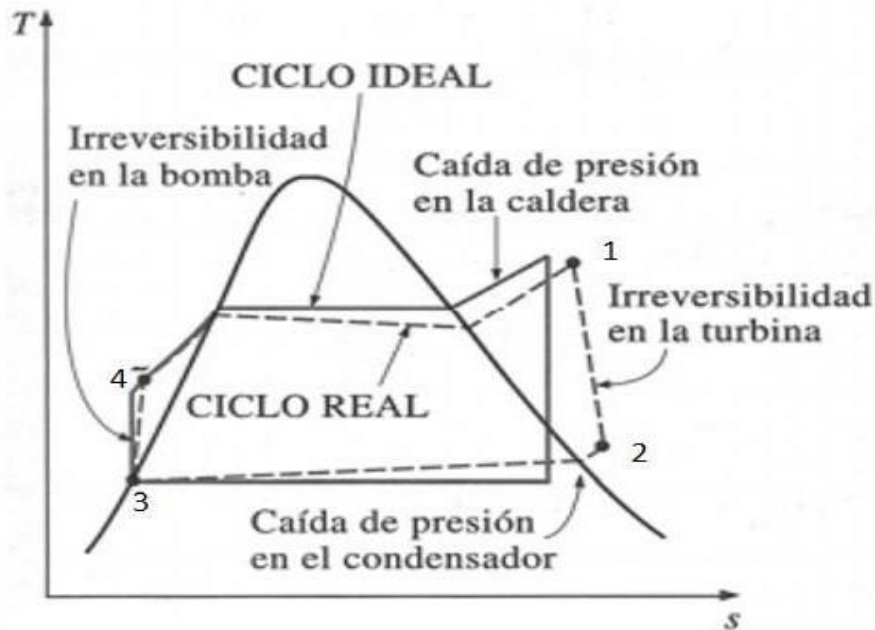


Figura 5. Diagrama T-s del ciclo de Rankine real

La fricción del fluido es uno de los factores que ocasiona que el ciclo real difiera del ideal ya que provoca las caídas de presión dentro del evaporador y del condensador así como entre las tuberías de los diversos componentes. Para compensar dichas pérdidas será necesaria una mayor presión de bombeo.

Las pérdidas de calor cuando el fluido circula por los distintos componentes es otra de las fuentes de irreversibilidad.

Por último las irreversibilidades tanto en bombas como en turbinas debidas a las variaciones en la entropía de las mismas entre la entrada y la salida, provocan una disminución del trabajo obtenido en la turbina y un aumento del trabajo que le hemos de suministrar a la bomba. Todo esto se puede observar en la Figura 6:

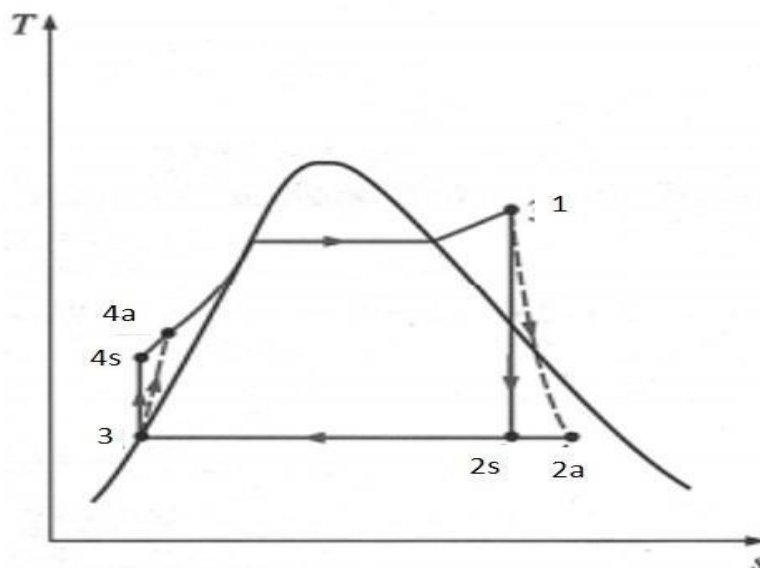


Figura 6. Ciclo de Rankine real

3.1.3. Ciclo de Rankine con regenerador

En el proyecto a realizar se incorporará un regenerador para conseguir mejorar el ciclo de tal forma que el esquema será del tipo de la Figura 7:

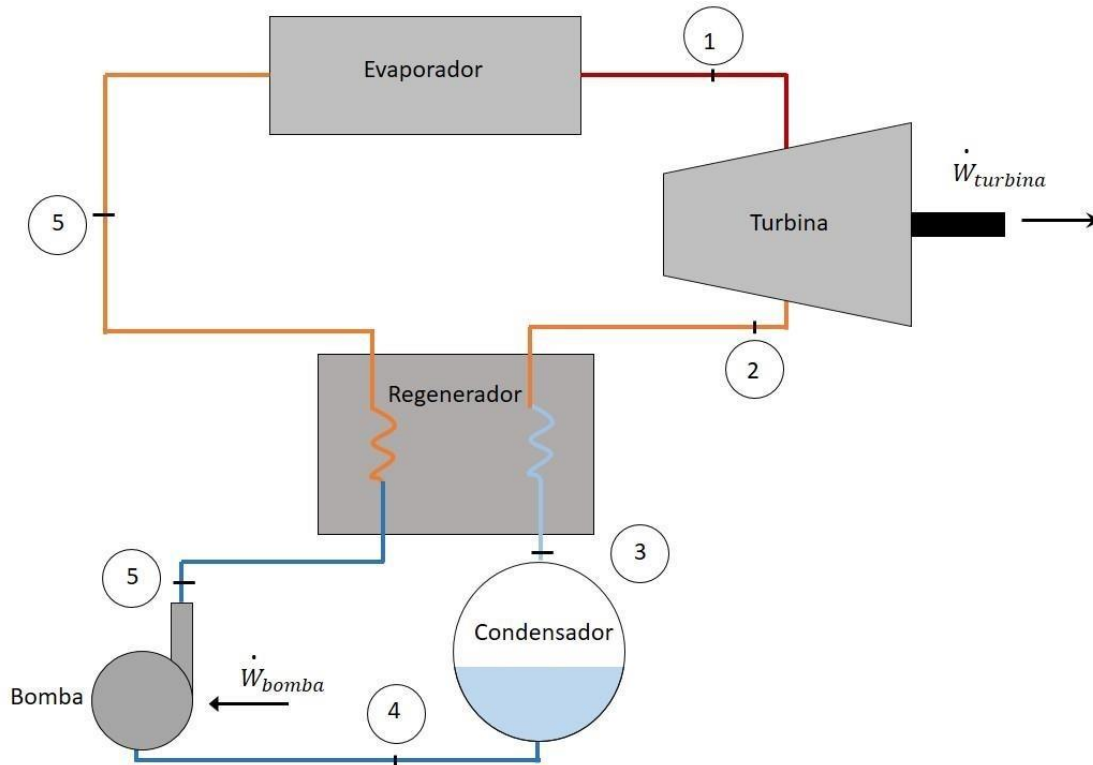


Figura 7. Ciclo de Rankine con regenerador

Al introducir un regenerador en el ciclo conseguimos aumentar la temperatura del fluido tras la compresión en la bomba consiguiendo llevar al vapor a una temperatura mayor, esto nos proporcionará un vapor con un título mejor, lo que se traduce en una menor cantidad de humedad, evitando de esta forma la erosión en las aspas de la turbina. Por otra parte la turbina proporcionará un trabajo mayor ya que la temperatura del vapor es superior y por tanto la cantidad de calor transformada en potencia por la turbina será también mayor. Todo esto se representa en la Figura 8:

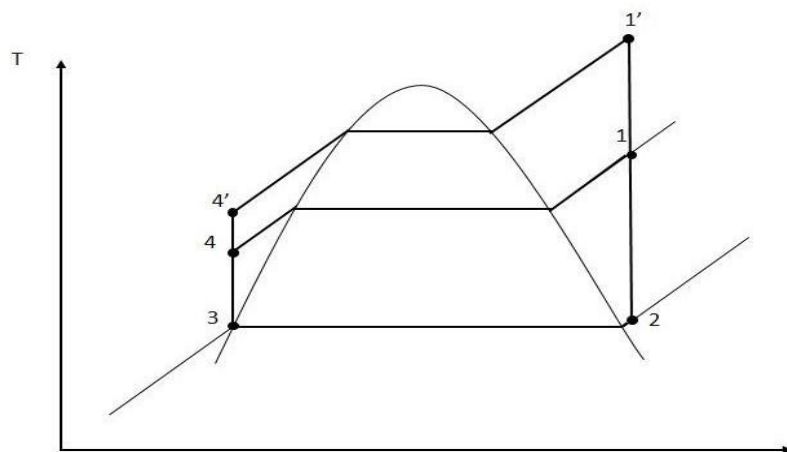


Figura 8. Diagrama T-s del ciclo de Rankine con regenerador

3.2. Ciclo Orgánico de Rankine (ORC)

El Ciclo Orgánico de Rankine es un principio basado en una turbina de vapor que transforma la energía térmica del fluido en energía mecánica, que posteriormente es transformada en electricidad por medio de un generador eléctrico. En lugar de generar vapor de agua, el sistema ORC vaporiza un fluido orgánico, caracterizado por una masa molecular mayor que la del agua, lo que lleva a una rotación más lenta de la turbina, menores presiones y una menor erosión de las partes metálicas de las aspas.

Debido a las características propias de los fluidos orgánicos el rango de temperaturas en el que pueden funcionar estos ciclos será considerablemente inferior al de los ciclos de Rankine convencionales, estando este rango aproximadamente entre los 70 °C y 300 °C.

Por lo tanto el ORC tendrá un esquema del tipo de la Figura 9:

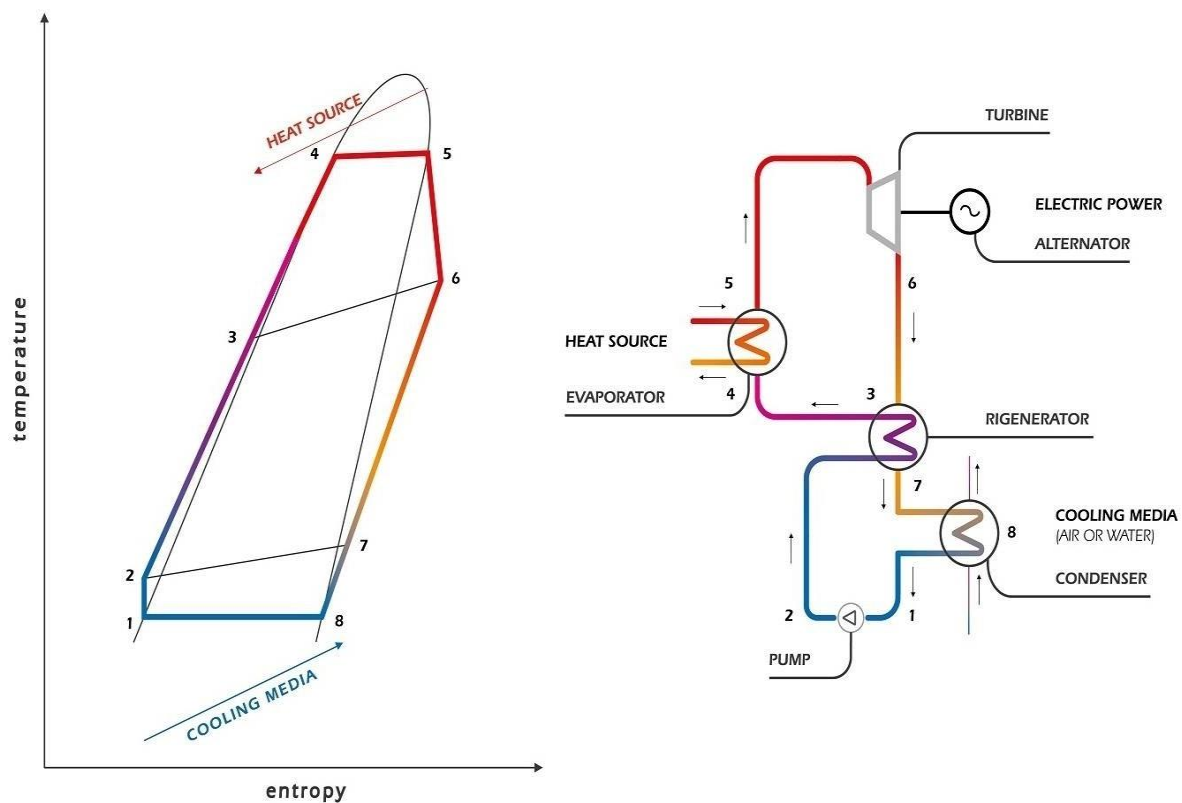


Figura 9. Esquema ciclo ORC

En nuestro ciclo ORC tanto el regenerador como el condensador y el evaporador serán intercambiadores de calor.

El fluido orgánico será evaporado y recalentado en el evaporador para ser expandido a continuación en la turbina. Tras ser turbinado se utilizará en un regenerador para precalentar al fluido antes de su entrada en el evaporador, para posteriormente ser condensado y subenfriado en el condensador.

3.3. Colectores cilíndrico-parabólicos

Los colectores cilíndrico-parabólicos (CCP's) son captadores solares de concentración, que transforman la radiación solar directa en energía térmica, pudiendo calentar un fluido de trabajo hasta temperaturas próximas a los 400°C (más de 500°C si se emplea agua-vapor como fluido de trabajo), por lo que se les puede denominar colectores solares de media temperatura.



Figura 10. Colector cilíndrico-parabólico

Las limitaciones prácticas vienen impuestas no solo por el fluido térmico utilizado (generalmente un aceite térmico, cuyo rango de temperaturas no es suficiente para aprovechar toda la energía disponible) sino también por la temperatura máxima admisible por la superficie del tubo absorbedor (superficie selectiva encargada de absorber la energía).

Respecto a la primera limitación, ya se están utilizando fluidos de trabajo que alcanzan mayores temperaturas, por ejemplo las sales fundidas. Respecto a la segunda limitación, la tecnología está avanzando para conseguir nuevos tubos absorbedores con superficies selectivas que soporten mayores temperaturas sin degradarse.

Sin embargo, trabajar con mayores temperaturas lleva inherente un aumento de las pérdidas térmicas en el absorbedor y por tanto, una reducción del rendimiento global del colector.

Por otra parte, para generar electricidad necesitamos que el fluido Heat Transfer Fluid (HTF) que absorbe la radiación solar en los colectores le transfiera su energía a otro fluido (el fluido de trabajo) a través de un intercambiador de calor, donde se genera el vapor necesario para alimentar el ciclo de Rankine del bloque de potencia.

Las nuevas líneas de investigación se centran en la denominada Generación Directa de Vapor (GDV), consistente en generar en los propios colectores solares el vapor que se requiere para el proceso de generación eléctrica. Así es posible eliminar el uso de un fluido intermedio y del intercambiador de calor adaptado a este fluido y que se ocupaba de la generación del vapor. Las consecuencias directas de este avance son una reducción de costes y una mejora de la eficiencia global de la instalación.

3.3.1. Componentes de un colector cilíndrico-parabólico

Un colector cilíndrico-parabólico consiste en un canal de espejos cilíndricos cuya sección transversal es una parábola, de tal forma que la radiación solar se concentra en el eje focal de dicha parábola, donde se encuentra el tubo absorbedor.

Estructuralmente, este tipo de colectores cuentan con cuatro elementos principales:

- La estructura soporte y la cimentación
- El concentrador cilíndrico-parabólico
- El tubo absorbedor
- El sistema de seguimiento solar

3.3.1.1. La estructura soporte y la cimentación

La misión de la estructura del colector es la de dar rigidez al conjunto de elementos que lo componen, a la vez que hacer de interfase con la cimentación del propio colector.

Hasta el momento, tanto las estructuras como los pilares o apoyos utilizados por los CCP son metálicos, aunque se estudia la posibilidad de utilizar fibra de vidrio o materiales plásticos en la estructura y hormigón para la cimentación y el pilar, formando un bloque conjunto.

3.3.1.2. El concentrador cilíndrico-parabólico

La misión del concentrador es reflejar la radiación solar que incide sobre él y proyectarla de forma concentrada sobre el tubo absorbedor situado en la línea focal de la parábola formada por el propio concentrador.

Para llevar a cabo la reflexión, se utilizan películas de plata o aluminio depositadas sobre un soporte que le aporta la rigidez necesaria. Estos medios de soporte pueden ser chapa metálica, plástico o cristal. Las dos primeras opciones no suelen utilizarse ya que estas necesitan que se deposite sobre ellas una película de plata o aluminio que cuenta con poca durabilidad a la intemperie. Por eso, la opción más utilizada como medio de soporte es el vidrio, depositándosele en la cara exterior una fina película de plata protegida por una película de cobre y otra de pintura epoxi.

3.3.1.3. El tubo absorbedor

Se hablará sobre él en el apartado 3.5.

3.3.1.4. El sistema de seguimiento solar

Para poder concentrar sobre el tubo absorbedor la radiación solar, el colector debe estar enfocado al Sol permanentemente, para lo cual necesita un mecanismo de seguimiento solar que cambie la posición del colector según el movimiento aparente del Sol en el cielo. El sistema de seguimiento más común consiste en un dispositivo que gira la estructura completa alrededor del eje longitudinal del colector.

Básicamente, se distinguen dos tipos de accionamiento para este sistema, bien eléctrico (para colectores de un tamaño pequeño o mediano) o bien hidráulico (para colectores de un mayor tamaño que requieran altos pares de giro en el eje para producir el movimiento), que se encargan de mover el colector de acuerdo con la posición del Sol.

Con el fin de abaratar costes y simplificar la construcción del colector CCP, un solo mecanismo de accionamiento debe de ser capaz de mover varios módulos concentradores conectados en serie.

3.4. Turbinas de vapor

La turbina de vapor es un motor térmico cíclico rotativo, de combustión externa, que movido por vapor produce energía mecánica. En una turbina se pueden distinguir dos partes, el rotor y el estátor. El rotor está formado por ruedas de álabes unidas al eje y que constituyen

la parte móvil de la turbina. A cada una de estas ruedas de álabes se le llama carrete. El estátor también está formado por álabes, no unidos al eje sino a la carcasa de la turbina.

El eje de la turbina de vapor, al igual que ocurre en las turbinas de gas, está acoplado a un generador, o directamente o a través de un reductor, donde se transforma la energía mecánica en eléctrica.

La clasificación de las turbinas de vapor puede hacerse según la forma de aprovechamiento de la energía contenida en el flujo de vapor (reacción o acción), según el número de etapas (multietapa o monoetapa), según la dirección del flujo de vapor (axiales o radiales), si existe o no extracción de vapor antes de llegar al escape y por último por la presión de salida del vapor (con extracción de vapor, de contrapresión, de condensación o de escape libre).

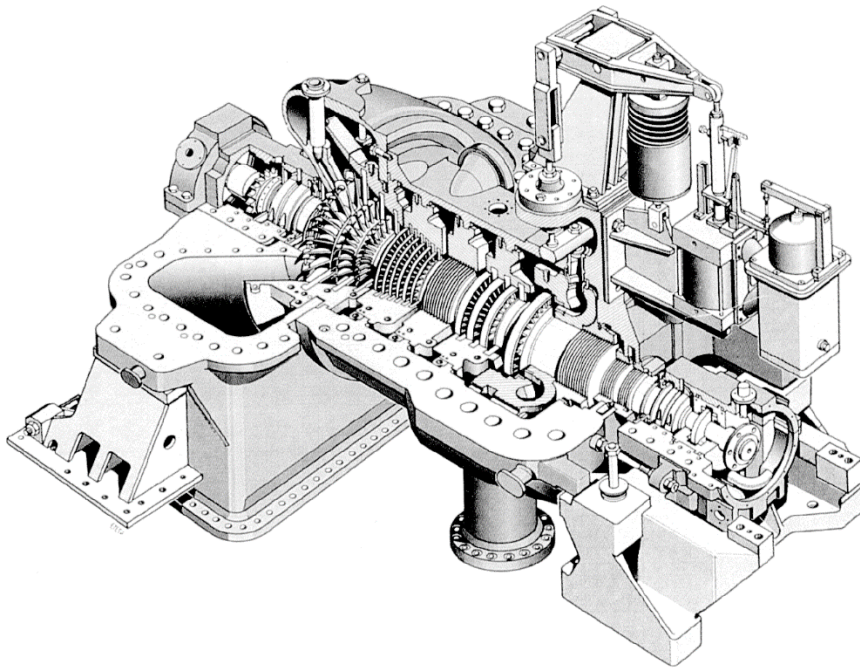


Figura 11. Turbina de vapor.

3.4.1. *Funcionamiento turbinas de vapor*

El vapor generado en la caldera se lleva hasta la turbina a través de unos tubos llamados toberas, entrando a alta presión y temperatura. Al llegar a la turbina, el vapor golpea los álabes (o paletas) haciendo girar la turbina y su eje. En consecuencia, el vapor se expande, transformando parte de su entalpía en energía mecánica. A la salida de la turbina, el vapor ha perdido presión y temperatura.

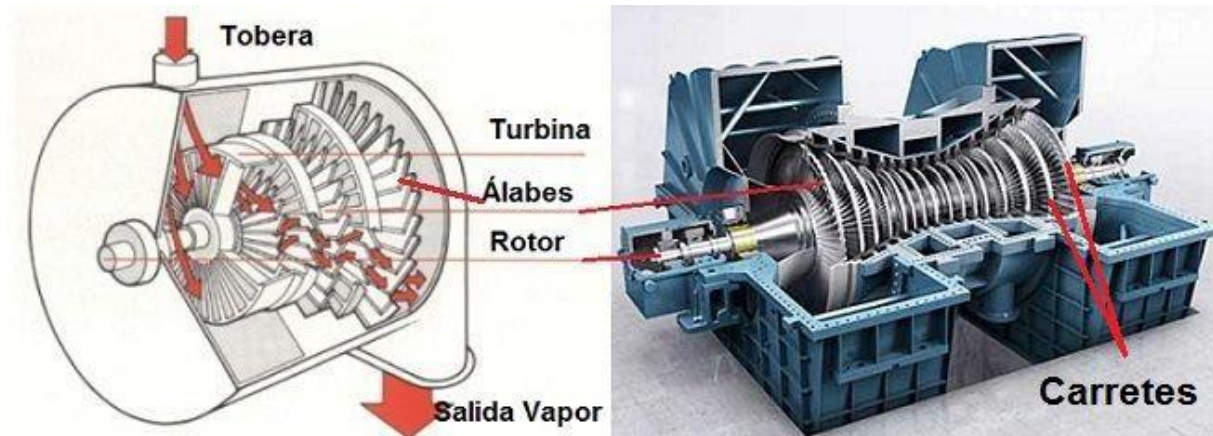


Figura 12. Partes de una turbina de vapor.

3.4.2. Tipos de turbinas de vapor

A continuación se explicará brevemente el funcionamiento de cada uno de los tipos de turbinas de vapor antes mencionadas.

3.4.2.1. Turbinas de acción

Las turbinas de acción transforman la energía de presión del vapor en velocidad en las toberas, y el impulso del vapor a velocidad es el que mueve el rotor.

En las turbinas de acción, el vapor pasa a través de las boquillas y alcanza las palas. Éstas absorben una parte de la energía cinética del vapor en expansión, lo que hace girar la rueda y con ella el eje al que está unida. La turbina está diseñada de forma que el vapor que entra por un extremo de la misma se expande a través de una serie de boquillas hasta que ha perdido la mayor parte de su energía interna.

Las turbinas de acción habituales tienen varias etapas, en las que la presión va disminuyendo de forma escalonada en cada una de ellas. El objetivo de los escalonamientos en la turbina de vapor es disminuir la velocidad del rodete conservando una velocidad de los álabes próxima al valor óptimo con relación a la velocidad del chorro de vapor, con lo que se consigue aumentar la eficiencia.

3.4.2.2. Turbinas de reacción

En las turbinas de reacción, hay diferente presión a ambos lados de las ruedas de los álabes y esto es lo que impulsa el rotor. Mientras discurre el vapor entre los álabes móviles, disminuye su presión puesto que el espacio entre álabes es variable.

En ellas se produce un efecto parecido al que sustenta a los aviones. En las dos caras del ala de un avión hay una diferencia de presión, debido a la forma de la misma, que induce una diferencia de velocidades y que dan como consecuencia dicha diferencia de presiones.

La mayor parte de las veces los modelos son mixtos constando, primero de una rueda de acción, seguido de otras de reacción. Por lo general, las turbinas pequeñas son de acción y las grandes de reacción o mixtas.

Generalmente, las turbinas de reacción tienen mejor rendimiento.

3.4.2.3. Turbinas monoetapa

Se utilizan para turbinas de hasta 2 MW de potencia, al ser de más simple construcción son las más robustas y seguras, además de acarrear menores costes de instalación y mantenimiento que las multietapa.

3.4.2.4. Turbinas monoetapa

El objetivo de los escalonamientos en la turbina de vapor es disminuir la velocidad del rodete conservando una velocidad de los alabes próxima al valor óptimo con relación a la velocidad del chorro de vapor. Si tenemos una presión de vapor muy elevada sin las etapas necesarias, sería necesario que la turbina girase a una velocidad muy alta, que no sería viable mecánicamente por las dimensiones que debería tener el reductor (caja de engranajes que ajustaría la velocidad final del eje a la deseada).

3.4.2.5. Turbinas de flujo axial

Es el método más utilizado, el paso de vapor se realiza siguiendo un cono que tiene el mismo eje que la turbina.

3.4.2.6. Turbinas de flujo radial

El paso de vapor se realiza siguiendo todas las direcciones perpendiculares al eje de la turbina.

3.4.2.7. Turbinas de extracción de vapor

Se realiza en etapas de alta presión, enviando parte del vapor de vuelta a la caldera para sobrecalentarlo y reenviarlo a etapas intermedias. En algunas ocasiones el vapor también puede ser extraído de alguna etapa para derivarlo a otros procesos industriales.

3.4.2.8. Turbinas de contrapresión

La presión del vapor a la salida de la turbina es superior a la atmosférica, suele estar conectado a un condensador inicial que condensa al vapor, obteniéndose agua caliente o sobrecalentada, que permite su aprovechamiento térmico posterior.

3.4.2.9. Turbinas de condensación

El vapor sale aún a presión inferior a la atmosférica, en este diseño existe un mayor aprovechamiento energético que a contrapresión, se obtiene agua de refrigeración de su condensación. Este diseño se utiliza en turbinas de gran potencia que buscan un alto rendimiento.

3.4.2.10. Turbinas de escape libre

El vapor de escape va directamente hacia la atmósfera. Este tipo de turbinas despilfarra la energía pues no se aprovecha el vapor de escape en ningún otro proceso, como un calentamiento por ejemplo.

3.5. Tubo absorbedor

El tubo absorbedor, o receptor, es un elemento primordial, pues es el encargado de convertir la radiación solar concentrada por el colector cilíndrico-parabólico en energía térmica en el fluido caloportador, y de él depende en gran medida el rendimiento global del colector.

Se encuentra ubicado en la línea focal del colector, sujeto a la estructura mediante unos brazos soporte. Está constituido por dos tubos concéntricos: uno interior metálico, por el que circula el fluido de trabajo, y otro exterior, de cristal.

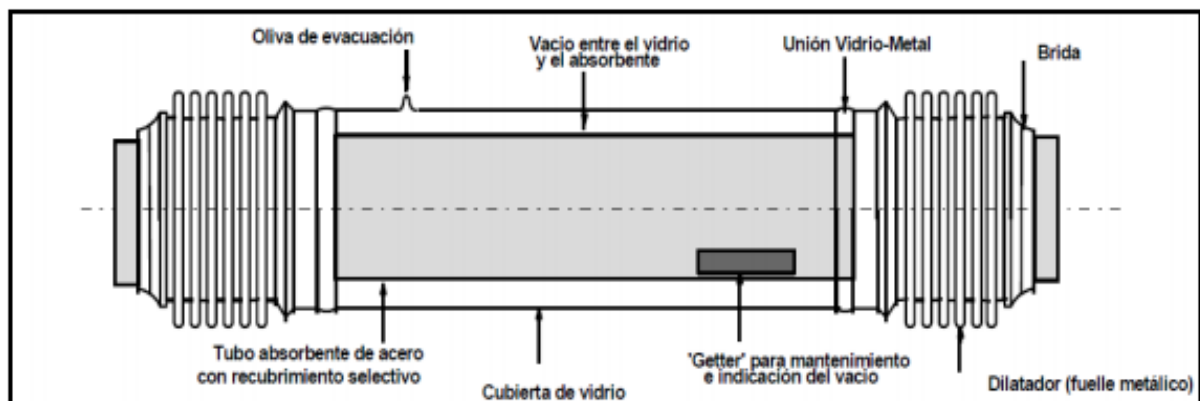


Figura 13. Esquema de un tubo absorbedor

El tubo metálico lleva un recubrimiento selectivo que le proporciona una elevada absorptividad ($\sim 94\%$) y una baja emisividad ($\sim 15\%$), lo que le proporciona un elevado rendimiento térmico.

El tubo de cristal que rodea al tubo interior metálico tiene una doble misión: la fundamental es reducir las pérdidas térmicas por convección. Además se encarga de proteger el recubrimiento selectivo de las inclemencias meteorológicas. Este tubo suele llevar un tratamiento antirreflexivo en sus dos caras, para aumentar su transmisividad y, consecuentemente, el rendimiento óptico del colector.

Los extremos del tubo de vidrio van unidos, mediante una soldadura vidrio-metal, a un fuelle metálico que va soldado por su otro extremo al tubo metálico interior. Al conjunto de los dos tubos se le hace el vacío y de este modo se logra que exista un espacio anular estanco entre el tubo interior metálico y el tubo exterior de vidrio.



Figura 14. Tubos absorbedores soldados.

Para asegurar el vacío en el espacio anular, se colocan adheridas al tubo metálico unas piezas pequeñas, denominadas getters, que tienen por misión absorber las moléculas procedentes de la degradación del aceite térmico que, debido a que las paredes del tubo metálico no son absolutamente impermeables, penetran en dicho espacio provocando pérdidas de vacío.

Para hacer el vacío, una vez fabricado el tubo se conecta una bomba de vacío a una pequeña toma que existe en la cubierta de vidrio (oliva de evacuación), la cual se sella cuando se ha alcanzado el vacío deseado.

Las líneas actuales de investigación van dirigidas a minimizar las roturas que sufren estos aparatos. La rotura del tubo suele producirse en la soldadura vidrio-metal, provocada por la incidencia de radiación solar concentrada sobre dicha soldadura. En la actualidad existen varios proyectos que tratan de modificar la configuración de dicha soldadura, buscando proteger esta parte del colector de la radiación, para mantener los niveles de estrés térmico y mecánico por debajo del límite de rotura del vidrio.

3.6. Torres de refrigeración

Las torres de refrigeración son sistemas mecánicos destinados a enfriar masas de agua en procesos que requieren una disipación de calor. El principio de enfriamiento de estos equipos se basa en la evaporación del agua a refrigerar. El equipo produce una nube de gotas de agua, bien por pulverización, bien por caída libre, que se pone en contacto con una corriente de aire. La evaporación superficial de una pequeña parte del agua inducida por el contacto con el aire, da lugar al enfriamiento del resto del agua que cae en la balsa a una temperatura inferior a la de entrada en la torre.

El uso más habitual de estos equipos está asociado a los sistemas de refrigeración, tanto en aire acondicionado, como en producción de frío (hostelería, alimentación, laboratorios,

etc.), sin embargo, en el ámbito industrial estos equipos se usan para el enfriamiento de cualquier parte de un proceso que genere calor y deba ser disipado.

Las torres de enfriamiento varían enormemente en tamaño, desde pequeñas torres utilizadas en fábricas, a estructuras muy grandes que pueden sobrepasar los 120 metros de altura y 100 metros de longitud.

3.6.1. *Funcionamiento*

En las torres de enfriamiento se consigue disminuir la temperatura del agua caliente que proviene de un circuito de enfriamiento mediante la transferencia de calor y masa al aire que circula por el interior de la torre. O sea, se combinan la transmisión de calor por convección, transferencia de calor sensible y la transferencia de vapor (calor latente) desde el agua al aire, con el consiguiente enfriamiento del agua debido a la evaporación. A fin de mejorar el contacto aire-agua, se utiliza un entramado denominado “relleno”.

El agua entra en la torre por la parte superior y se distribuye uniformemente sobre el relleno utilizando pulverizadores; de esta forma, se consigue un contacto óptimo entre el agua y el aire atmosférico, ya que el relleno sirve para aumentar el tiempo y la superficie de intercambio entre el agua y el aire.

En la transmisión de calor por convección se produce un flujo de calor en dirección al aire que rodea el agua a causa de la diferencia de temperaturas entre ambos fluidos.

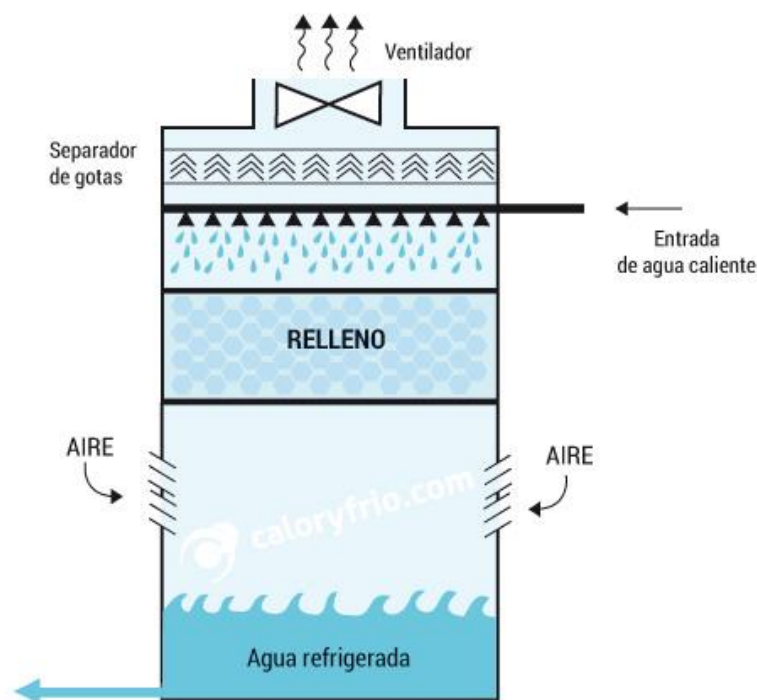


Figura 15. Torre de refrigeración de tiro inducido

3.6.2. *Tipos de torres de refrigeración*

Las torres de enfriamiento se clasifican de acuerdo con los medios por los que se suministra el aire.

3.6.2.1. Torres de circulación natural

Dentro de estas diferenciaremos entre las atmosféricas y las de tipo natural. Las primeras simplemente se sirven de las corrientes atmosféricas que entran en la torre de forma natural. Las segundas operan de la misma manera que la chimenea de un horno, basándose en la diferencia de densidad entre el aire de la torre y el exterior, originando un flujo natural de aire frío en la parte inferior y una expulsión del aire caliente menos denso en la parte superior.

3.6.2.2. Torres de tiro mecánico

En estas podemos diferenciar entre las torres de tiro inducido, en las que el aire se succiona con un ventilador situado en la parte superior de la torre; y las de tiro forzado, donde el aire entra forzado por un ventilador en el fondo y se descarga por la parte superior.

3.7. Depósitos de expansión

El depósito de expansión tiene la función de absorber las variaciones de volumen del fluido contenido en un circuito al variar su temperatura, manteniendo la presión entre límites preestablecidos e impidiendo, al mismo tiempo, pérdidas y reposiciones de la masa de fluido.

3.7.1. Tipos

Hay depósitos de expansión de dos tipos:

- **Abiertos:** se situaban siempre en el punto más alto de la instalación y constaban de un depósito de agua, un rebosadero y un sistema de llenado automático que introducía agua en el circuito cuando el nivel bajaba, por el motivo que fuese. Eran dispositivos muy sencillos que tenían varios problemas: podían congelarse, o podían perder agua por evaporación, contribuían a la oxidación de los componentes del circuito, etc. Hace varios años que su instalación no está permitida por el RITE (Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios).
- **Cerrados:** generalmente metálicos, son un recipiente hermético que consta de dos compartimentos separados por una membrana elástica; en uno de ellos hay aire o gas (nitrógeno por ejemplo) a presión, y al otro llega el agua del circuito. La presión de la cámara de aire es regulable desde una válvula situada en el exterior del depósito.



Figura 16. Partes de un depósito de expansión

3.7.2. Objetivos de un depósito de expansión

La principal misión del vaso de expansión es evitar que el aumento de presión en el circuito dañe las tuberías u otros componentes del sistema. Los objetivos de un sistema de control de presión como es un depósito de expansión son:

- Limitar la presión de todos los equipos para permitirles trabajar a sus presiones nominales.
- Mantener una presión mínima para todo el rango de temperaturas de trabajo.
- Conseguir los objetivos anteriores con la menos cantidad de agua añadida posible.
- Evitar problemas de cavitación

3.7.3. Funcionamiento

Cuando el fluido de la instalación aumenta su volumen por efecto de la temperatura, se produce un aumento de presión en el circuito que es absorbida por el depósito de expansión. Cuando el volumen disminuye al reducirse la temperatura del sistema, el depósito devuelve el fluido cedido a la instalación.

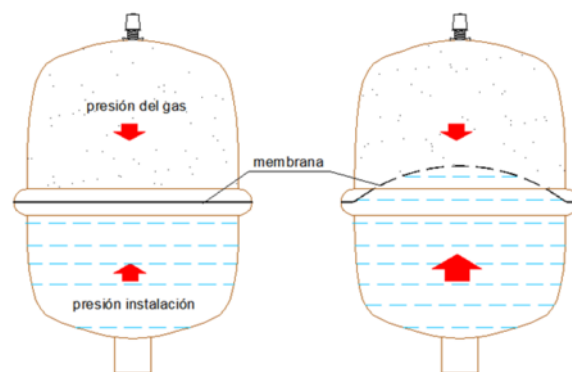


Figura 17. Movimiento de la membrana de un depósito de expansión

3.8. Altura Neta Positiva de Aspiración (ANPA)

La Altura Neta Positiva de Aspiración (ANPA de ahora en adelante), también conocida del inglés como Net Positive Suction Head (NPSH), consiste en la diferencia que existe entre la presión de entrada y el nivel inferior de presión que se alcanza dentro de una bomba. Por lo tanto, la ANPA es una expresión de la pérdida de presión que tiene lugar en el interior de la primera parte de la carcasa de la bomba.

La presión existente en el interior de una bomba varía desde la entrada en el lado de aspiración a la conexión de descarga en el lado de la impulsión. En la primera parte de la bomba, la presión disminuye antes de aumentar en el lado de la descarga a un valor superior a la de la presión de admisión.

Si la presión de entrada es demasiado pequeña, la NPSH hará que la presión existente en el interior de la bomba disminuya por debajo de la presión de evaporación del líquido bombeado. Como consecuencia, en la bomba se produce el efecto denominado cavitación, provocando ruido y un desgaste prematuro.

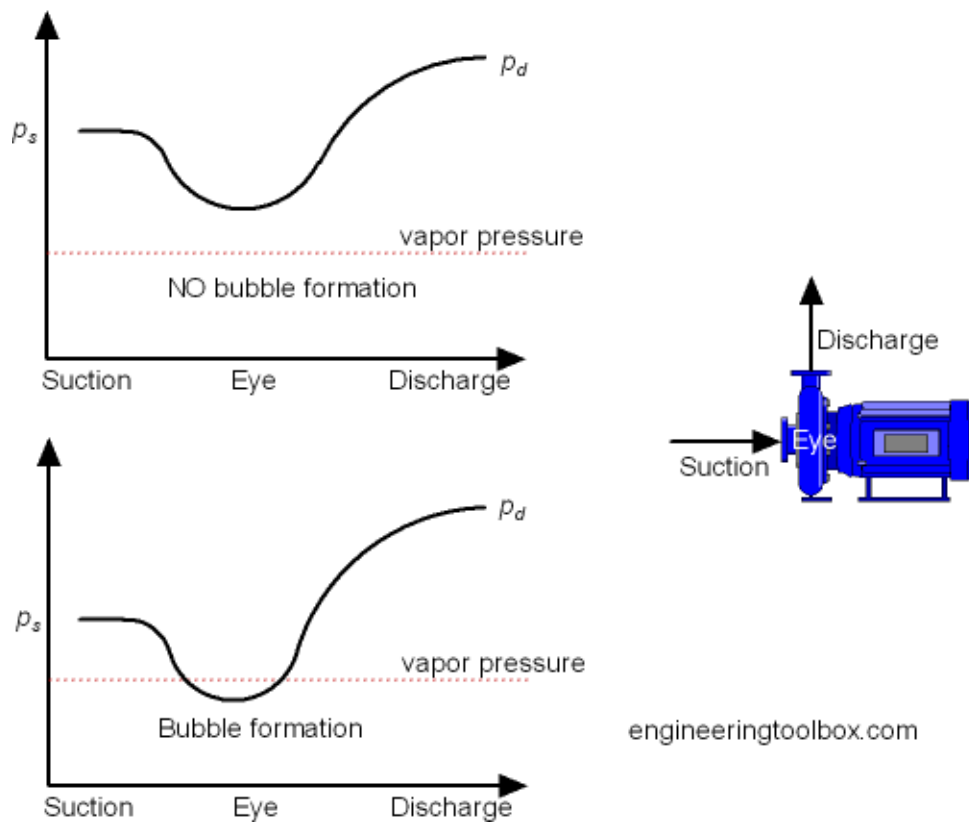


Figura 18. Gráficas sobre la formación de la cavitación

La altura neta positiva de aspiración requerida ($ANPA_R$) se indica en la documentación de todas las bombas, e indica el menor valor de la presión en la entrada que la bomba especificada necesita para un caudal para evitar el efecto de la cavitación.

La altura neta positiva de aspiración disponible ($ANPA_D$) nos sirve para medir cuán cerca está el fluido de la cavitación. Esta cantidad dependerá de las características de la instalación y del líquido a bombear.

Para que no se produzca cavitación, hemos de comprobar que siempre se cumpla que:

$$ANPA_D \geq ANPA_R \quad (1)$$

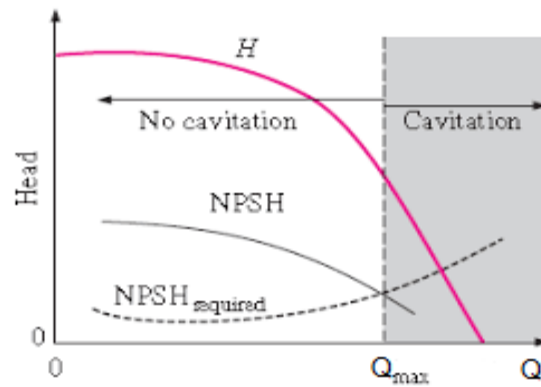


Figura 19. Gráfica de comparación del ANPA_D y el ANPA_R

3.8.1. Cálculo de la ANPA disponible

La altura neta positiva de aspiración disponible (ANPA_D) nos sirve para medir cuán cerca está el fluido de la cavitación y es una cantidad que dependerá de las características de la instalación y del líquido a bombear. Se calcula con la siguiente ecuación (2):

$$ANPA_D = \frac{P}{\rho \cdot g} + H - \frac{\Delta P_f}{\rho \cdot g} - \frac{P_v}{\rho \cdot g} \quad (2)$$

Siendo:

- P la presión absoluta en la aspiración de la bomba (Pa)
- ρ es la densidad del fluido en el punto donde colocaremos la bomba ($\frac{kg}{m^3}$)
- g es la aceleración de la gravedad ($\frac{m}{s^2}$)
- H es la altura geométrica de aspiración (m)
- ΔP_f son las pérdidas de carga a lo largo del circuito en tuberías e intercambiadores de calor (Pa)
- P_v es la presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo (Pa)

3.8.2. ANPA requerida

La altura neta positiva de aspiración requerida (ANPA_R) se indica en la documentación de todas las bombas, e indica el menor valor de la presión en la entrada que la bomba especificada necesita para un caudal para evitar el efecto de la cavitación.

4. NORMAS Y REFERENCIAS

4.1. Disposiciones legales y normas aplicadas

El presente proyecto de una planta de potencia se ha realizado en base a las siguientes normas:

- UNE 157001
- UNE 206009
- UNE 206010
- ASME B31.3 (espesor mínimo tuberías)
- ASTM A240 (acero inox 316)
- ASTM A666 (acero inox 316)
- UNE 1027
- UNE-EN ISO 9488

4.2. Programas de cálculo

Para realizar los cálculos descritos en los distintos Anejos de Cálculos se han utilizado los siguientes programas:

- Engineering Equation Solver (EES de ahora en adelante)
- Microsoft Excel

4.3. Programas de diseño

Para realizar el diagrama de flujo presente en el Documento Planos se ha usado el software AutoCAD.

5. REQUISITOS DE DISEÑO

Cliente: Escuela Politécnica Superior

Se diseñará en este proyecto una planta de producción de potencia ORC de 1MWe, la cual funcionará mediante energía solar térmica. Esta planta de potencia no tiene el fin de vender la energía generada, sino que ha sido proyectada para dotar de electricidad a una obra civil (como pudiera ser un túnel, un ferrocarril, un hospital o un campo de refugiados) o a una pequeña zona habitada donde no haya abastecimiento de red eléctrica o donde ésta esté dañada. Además, la planta contará con un diseño modular, por lo que todas sus partes son desarmables, transportables y reorganizables, pudiéndose también doblar/triplicar el número de componentes para obtener el doble/triple de energía.

Siguiendo los valores medios de consumo eléctrico de una familia media en España, la planta proporcionaría la energía suficiente para abastecer eléctricamente a 217 familias.

Cabe destacar que las emisiones contaminantes de la planta proyectada son casi nulas, lo que es en una gran ventaja desde el punto de vista ambiental con respecto a las soluciones alternativas comunes, basadas en la utilización de combustibles fósiles.

Es importante que el terreno sobre el cual se asiente la planta sea lo más llano posible, aunque los pequeños desniveles y diferencias de cotas se arreglan al construir la losa continua de hormigón armado sobre la que irán apoyados todos los elementos.

Por otra parte, sería interesante que la planta se situase cerca de un río, un lago, o de cualquier otro curso de agua del que se pudiese abastecer para el circuito de refrigeración.

Emplazamiento: la planta de potencia será construida en Carretera Cañada Real, km 9, del municipio Palma del Río, en la localidad de Córdoba, siendo sus coordenadas UTM: 37° 38' 55", -5° 14' 58".

Este emplazamiento asegura unos valores de irradiancia altos, ya que la provincia de Córdoba es la que cuenta con mayores valores de irradiancia solar media anual, y además se sitúa junto al río Genil, del cual se podrá obtener el agua de reposición necesaria para las torres de enfriamiento del circuito de refrigeración.

6. RESULTADOS FINALES

6.1. Campo solar

Nuestro objetivo es determinar el número de colectores cilíndricos parabólicos ET150 que tenemos que colocar, y como los vamos a distribuir en el campo solar. Partimos del dato de la potencia del evaporador, sobredimensionada un 10% (6597,8 kW), obtenido del ciclo termodinámico del *Anejo I: Cálculos del ciclo termodinámico*.

Vamos a utilizar en nuestro campo solar los colectores EuroTrough150, los cuales tienen aproximadamente 150 m de longitud (la longitud efectiva es un poco menor), que llevarán en el foco de la parábola los tubos absorbedores SOLEL UVAC 3.

Con una serie de cálculos mejor detallados en el *Anejo II: Cálculos del campo solar*, obtenemos que el caudal másico necesario de DOWTHERM-Q en el evaporador es de 53,7 kg/s, y que el caudal másico en el interior de cada tubo absorbedor será como máximo de 5,62 kg/s, para la velocidad supuesta.

Por lo tanto, necesitaremos 10 líneas de colectores en paralelo. Por temas de optimización de recursos y espacio vamos a colocarlos en dos columnas, y colocaremos un colector solar a mayores en cada una de las columnas por temas de funcionalidad ante mantenimiento y averías, por lo que tendremos en total 12 líneas en paralelo con colectores cilíndricos parabólicos en nuestro campo solar.

Seguidamente, en el anejo antes mencionado, se especifican los sobredimensionamientos y pérdidas tenidas en cuenta para conocer la potencia que realmente recoge el fluido caloportador, partiendo de que tenemos una irradiancia solar directa de 950 W/m².

Después, a partir del cociente entre la potencia que adquiere cada línea (cuando el fluido pasa de 141,5°C a 200°C) y el flujo de calor por unidad de longitud obtenemos la longitud de tubo absorbedor/colector necesaria para elevar la temperatura del DOWTHERM-Q hasta los 200°C necesarios en el evaporador. El resultado obtenido es que necesitamos 273,3 m de tubo/colector en cada una de las líneas en paralelo. Como cada colector mide aproximadamente 150 m, entonces la solución será colocar dos colectores cilíndricos parabólicos en serie en cada una de las líneas en paralelo. Por lo tanto, en cada instante tendré 20 colectores ET150 funcionando, pero realmente necesitaremos colocar 24 por temas de seguridad y mantenimiento.

Cabe destacar que entre cada fila de colectores en paralelo habrá una distancia de 3,5 m, calculada para que no se hagan sombra unos colectores a otros en ningún momento del día.

6.2. Colectores Cilíndrico-Parabólicos

El objetivo del colector es mantener un enfoque permanente al sol desde el amanecer al ocaso, para que mediante los espejos reflectores que tiene, concentre la radiación solar sobre un tubo absorbedor alojado en la línea focal del cilindro.

Por el interior de este tubo circulará un fluido caloportador, el cual necesitamos que se caliente hasta los 200°C.

El colector *Eurotrough* está constituido por un conjunto de módulos alineados en serie como el que se muestra en la figura 20. El de la imagen es un prototipo experimental de 50 m (4 módulos), aunque la configuración habitual es la de 100 m (8 módulos, *Eurotrough I*) o 150 m (12 módulos, *Eurotrough II*).

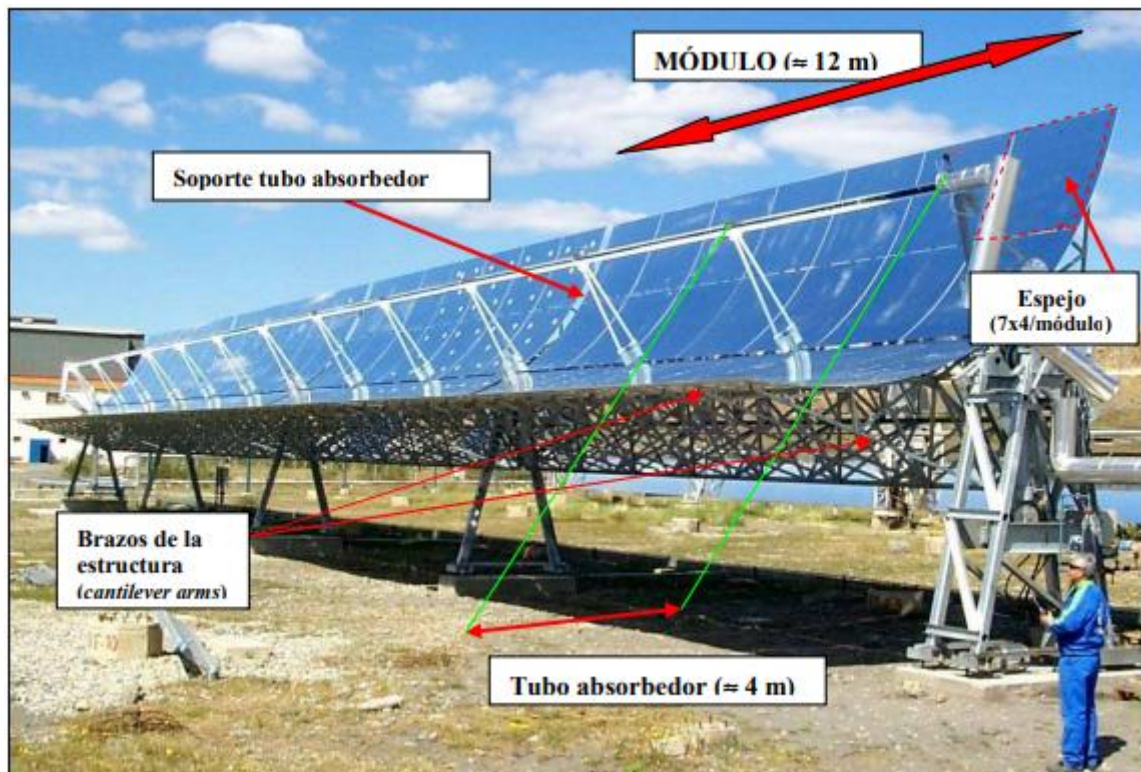


Figura 20. Fotografía de 4 módulos *Eurotrough* (50 metros)

Todos estos conjuntos de módulos diferentes son movidos por una única unidad de seguimiento solar. Dicho de otro modo, se podría definir el colector como el conjunto de módulos que son accionados por una única unidad de seguimiento solar.

Para este proyecto se ha decidido utilizar el modelo *Eurotrough II*, ya que se estima que los costes del campo solar se reducen en un 14% (con respecto a otro con *Eurotrough I*) debido a la reducción de peso y al alargamiento del colector a 150 m.

6.2.1. Módulo

La longitud de un módulo, como se ha comentado, es de 12,5 m y la estructura de éste soportará 3 tubos absorbedores, soldados uno a continuación del otro y 28 espejos parabólicos (4 transversalmente por 7 longitudinalmente). La parábola presenta un ancho de apertura de 5,77 m.

Cada módulo se apoya sobre un pilón y cada pilón se asienta sobre una cimentación independiente.

6.2.2. Espejos

Los espejos parabólicos se apoyan en los brazos (cantilever arms) de la estructura. Cada espejo se apoya en cuatro puntos, repartidos en dos brazos.

Como se ha comentado, cada módulo consta de 28 espejos. El suministrador de espejos seleccionado asegura una reflectividad del 94 %.

6.2.3. Estructura

El tamaño de la estructura metálica dependerá del número de módulos que se vayan a alinear. Puesto que el colector seleccionado es el modelo *Eurotrough II*, la configuración de

éste se basa en la alineación en serie de 12 módulos individuales, conteniendo cada uno de ellos los componentes descritos en los apartados anteriores.

El área de captación de 12 módulos de colector es de 817,5 m². La longitud del colector es de aproximadamente 150 m, que se corresponde con 12 módulos de 12,5 m.

Para cada colector de este modelo existirán 13 pilones. Uno de estos pilones es el pilón conductor (drive pylon) y está situado en el medio del colector, es decir, entre dos conjuntos de 6 módulos cada uno. Este pilón es el responsable del sistema de seguimiento solar, como veremos a continuación. A los otros 12 pilones, se les denomina como pilones intermedios (10) y pilones finales (2).

Los CCP *Eurotrough* cuentan con una estructura cuadrada longitudinal, que es la que soporta los principales esfuerzos. Consiste básicamente en un armazón rectangular con brazos soporte (cantilever arms) para los espejos, que consigue reducir las fuerzas sobre las planchas de vidrio y, por consiguiente, reduce las roturas del cristal en condiciones de vientos fuertes.



Figura 21. Estructura de un CCP *Eurotrough*

6.2.4. Sistema de seguimiento

A pesar de que el sistema de seguimiento no parece ser un equipo que aporte datos necesarios para el dimensionado del campo, la cantidad de estos equipos sí va a ser un factor influyente desde el punto de vista económico, puesto que al ser un equipo costoso es necesario minimizar su presencia en el campo solar.

De hecho, esta es una de las razones de la evolución del colector *Eurotrough I* (100 m) al *Eurotrough II* (150 m), ya que en una instalación en la que el número de colectores supere los 300, se consigue una reducción de hasta el 33% del coste en seguimiento solar.

El sistema de seguimiento se aloja en el pilón conductor de cada colector cilíndrico-parabólico. Incluye dos pistones hidráulicos que actúan sobre dos levas metálicas pertenecientes a la estructura metálica del colector. Las levas están solidariamente unidas al eje metálico de giro del colector, el cual se apoya sobre dos cojinetes con sus correspondientes rodamientos, todos ellos alojados en el pilón conductor del colector cilindro-parabólico. Por cada pilón conductor, existen dos levas metálicas y por cada sistema de seguimiento existen dos pistones hidráulicos.



Figura 22. Sistema de seguimiento de una unidad de seguimiento solar

La filosofía de control, en líneas generales, consiste en lo siguiente: los pistones, accionados por un grupo hidráulico, provocarán el giro de la estructura completa. La orden para el accionamiento de los pistones la ejecutará un sistema de control adjunto al sistema de seguimiento. El sistema de control recibirá la posición real del colector, la comparará con la posición de seguimiento que debería tener (obtenida mediante un algoritmo de cálculo de la posición del sol, función de las coordenadas geográficas del colector, la fecha y la hora) y mandará la orden a los pistones para que operen convenientemente.

6.2.5. Seguridad del CCP frente al viento

La existencia de cargas de viento durante la operación normal del colector no es deseable, principalmente por la deformación que sufre la parábola del concentrador, lo cual conlleva una pérdida de eficiencia del mismo debido a la reducción de la interceptación de la radiación solar.

Estructuralmente, se pueden producir deformaciones plásticas que deformen permanentemente el concentrador. Además, pueden originarse deterioros en la cimentación de los colectores (sobre todo en las filas del perímetro del campo solar que se vean afectadas por la dirección predominante del viento). Por último, puede producirse la rotura de los espejos del colector, lo que suele llevar asociado un “efecto cascada” sobre los demás espejos y sobre los tubos absorbedores.

Para vientos por debajo de 14 m/s (50,4 km/h) se puede operar normalmente el campo solar. Se sufrirán penalizaciones en el rendimiento cuando empiecen a superar los 5 m/s (18 km/h) debido principalmente a la reducción del factor de interceptación.

Para vientos entre 14 y 40 m/s (144 km/h) se debe llevar al colector a posición segura (en ocasiones coincide con la denominada posición de *stow* o de reposo).

Por último, se considera peligrosa para las personas, una velocidad de viento que supere los 144 km/h, y por tanto se debería proceder a la evacuación del campo solar.

La posición de seguridad varía según el diseño estructural del colector, ya que según los pistones hidráulicos que incorporen el rango de movimientos será distinto. La posición de *stow* del Eurotrough II es una posición de desenfoque del colector en el que se le sitúa sobre 20-30° por debajo de la horizontal.

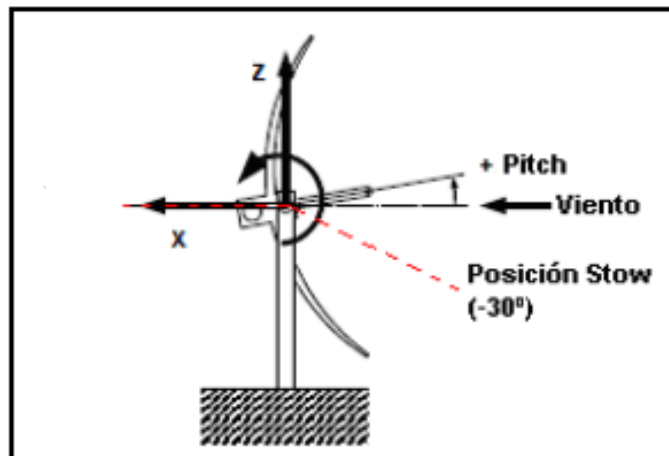


Figura 23. Posición stow.
En rojo, el rango de movimiento permitido (de -30° a 180° aproximadamente)

Todas las noches, o durante los días en los que la planta esté parada, los colectores se dirigirán a la posición de *stow* para estar preparados para la salida del Sol y minimizar los tiempos de arranque. Las razones por las que se envía al colector por debajo de la horizontal son, por un lado, para facilitar las tareas de mantenimiento y por otro, para evitar que los primeros rayos del día se puedan concentrar en el tubo absorbedor (en caso de que no se quiera poner en funcionamiento el colector).

Generalmente, como medidas preventivas si se esperan fuertes rachas de viento, se opta por soluciones como reforzar tanto la estructura (incrementando su espesor) como la cimentación de las filas de colectores del perímetro del campo solar o colocar parapetos, barreras protectoras o incluso vegetación, que contribuyan a minimizar las cargas de viento que pudieran producirse en el emplazamiento.

6.3. Turbina

En nuestro ciclo ORC (Organic Rankine Cycle), tenemos 1 MW como objetivo de potencia neta, por lo tanto, tenemos que encontrar una turbina de vapor capaz de proporcionar dicho valor.

De entre los diferentes tipos de turbinas de vapor que hay, utilizaremos una turbina de contrapresión que trabaje en una sola etapa.

Debido a que necesitamos poca potencia, nos decantaremos por una turbina monoetapa, ya que al ser más simples son las más robustas y seguras, además de acarrear menores costes de instalación y mantenimiento que las multietapa. Las turbinas de contrapresión se denominan así debido a que la presión del vapor a la salida de la turbina es superior a la atmosférica, pudiéndose realizar un aprovechamiento térmico posterior de este flujo de salida.

Buscamos en el catálogo de *Turbinas de vapor* prediseñadas de la marca *Siemens*, donde podemos escoger turbinas de hasta 12 MW de potencia. Las turbinas de Siemens son muy versátiles debido a que están diseñadas siguiendo un sistema de construcción modular, y, como se puede apreciar en la Figura x, hay dos turbinas que se podrían adaptar a nuestras necesidades.

De entre las dos posibilidades, nos quedaremos con la SST-060. Como vemos, su rango

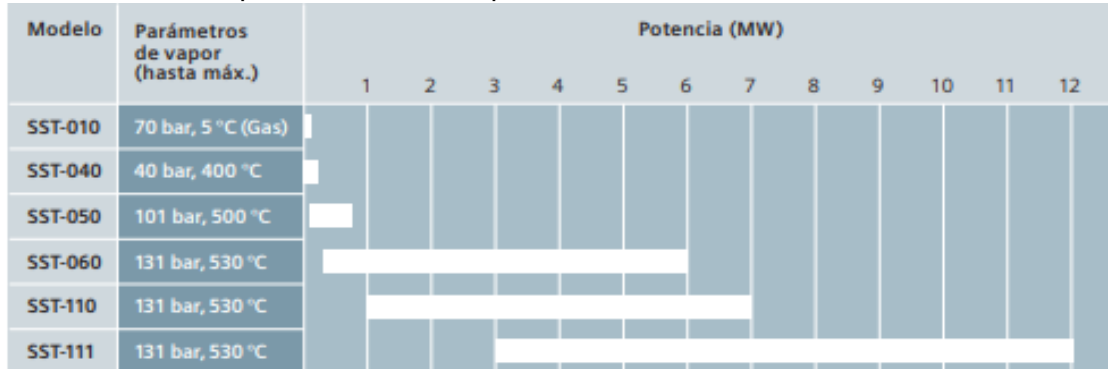
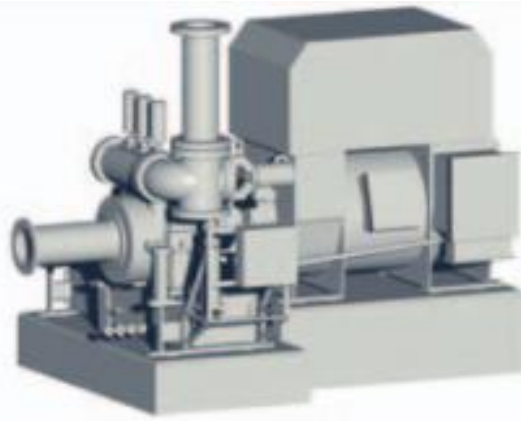


Figura 24: Rango de potencia de las turbinas de vapor prediseñadas de Siemens

de potencia va desde unos 0,3 MW a 6MW, por lo que puede darnos el MW que buscamos. En las características de la turbina tenemos que comprobar que se indique que es apropiada para ORC (sí lo pone). Desechamos utilizar la SST-110 porque sería utilizar una turbina que está pensada para una mayor potencia. Se adjunta a continuación la hoja de características de la turbina SST-060 de Siemens (Figura 19):



SST-060

(nombre anterior: AFA, CFA oder CFR)

Hasta 6 MW

La SST-060 se caracteriza por una construcción robusta y por un funcionamiento muy seguro incluso bajo las condiciones más duras. Es apropiada también para el funcionamiento con vapor saturado. Como turbina de condensación o contrapresión en combinación con diversos módulos vale para muchos ámbitos de aplicación.

Datos técnicos

- Potencia: hasta 6 MW
- Presión del vapor vivo: hasta 131 bar (a)
- Temperatura del vapor vivo: vapor saturado seco hasta 530 °C
- Velocidad: según la máquina accionada
- Presión del vapor de salida: contrapresión hasta 29 bar (a) o condensación

Dimensiones típicas

Longitud: 1,5 m*

Anchura: 2,5 m*

Altura: 2,5 m*

Principales características

- Ejecución como turbina de condensación o contrapresión
- Ejecución en paquete
- Sistema de aceite integrado en el bastidor de base
- Regulación del grupo de toberas disponible
- Arranque rápido sin precalentamiento
- Adaptación específica al cliente
- Corresponde a las especificaciones de API 611 / 612**
- Ejecución ATEX disponible
- Apropiada para ORC (Organic Rankine Cycle)
- Apropiada para la expansión de gas natural

Figura 25. Características de la turbina SST-060 de Siemens

6.4. Bombas

En nuestra planta de potencia, vamos a necesitar tres modelos de bomba diferentes. Una bomba de alta presión para el circuito de potencia, y dos modelos con unas condiciones menos exigentes para el circuito del campo solar y para el del agua de refrigeración.

En cada uno de los puntos donde es necesaria una bomba, hemos decidido que se instalen dos en paralelo, ya que de esta forma, la planta siempre podrá seguir operativa en caso de avería o tareas de mantenimiento en una de ellas. Además, el usuario podrá ir rotando a cada cierto tiempo el uso de cada una de ellas, para evitar sobrecargas y darles descanso, lo que alarga la vida útil de las mismas.

En cada instante, necesitaremos cuatro grupos bomba activos en la planta. Uno en el circuito de potencia, otro en el del campo solar, y dos en el del agua de refrigeración, ya que tendremos un grupo a la salida de cada torre de refrigeración. Por lo tanto, como hemos comentado que cada grupo bomba estará formado por dos bombas en paralelo, habrá en total ocho bombas en las instalaciones.

Cabe citar que todas las bombas que hemos escogido necesitan una toma de corriente eléctrica de 50 Hz, ya que es la utilizada en la mayor parte de países del mundo.

6.4.1. Bomba del circuito de potencia

Para el circuito de potencia, hemos decidido utilizar la bomba Multitec 100 7.1/7 (7 etapas), de la marca KSB. Esta es una bomba multietapa con diámetros de rodete (habrá 7) en torno a 241 mm, que serán variados por el fabricante para adecuar la carga H al punto de funcionamiento requerido. Cabe destacar que es una bomba ATEX, es decir, preparada para trabajar con atmósferas explosivas, por lo que garantiza que no hay entrada de oxígeno.

Dicha bomba impulsará un caudal de 92,3 m³/h, siendo la presión de salida de 3020 kPa, para una carga total de 495,4 m. La potencia eléctrica consumida por la bomba será de 108,1 kW, y su rendimiento del 74%.

6.4.2. Bomba del circuito del campo solar

Para el bombeo del fluido térmico (DOWTHERM-Q) por el campo solar, se ha seleccionado la bomba Etanorm 100-080-250, de la marca KSB. Escogeremos el modelo con el rodete de 256 mm de diámetro, y que trabajará a 2900 revoluciones por minuto.

Esta bomba impulsará un caudal de 221,32 m³/h, aportándole una altura manométrica al fluido de 73,02 m. La potencia real consumida por la bomba será de 56 kW, y su rendimiento del 68,79%.

6.4.3. Bomba del circuito de agua de refrigeración

Para el bombeo del agua de refrigeración, se ha seleccionado la bomba Etanorm 100-080-160, de la marca KSB. Esta bomba centrífuga con cierre del eje funcionará a 2900 revoluciones por minuto, y contará con un rodete de 174 mm del tipo A01.

Cada una de las bombas que habrá a la salida de las torres de refrigeración impulsará un caudal de 238,73 m³/h, aportándole al fluido una altura manométrica de 28,03 m. La potencia real consumida por la bomba será de 21 kW, y su rendimiento del 86,5%.

6.5. Fluido del circuito de potencia

Nuestra planta de potencia contará con un ciclo ORC, el cual en lugar de generar vapor de agua vaporiza un fluido orgánico, caracterizado por una masa molecular mayor que la del agua, lo que lleva a una rotación más lenta de la turbina, menores presiones y una menor erosión de las partes metálicas de las aspas. Además, debido a las características propias de los fluidos orgánicos, el rango de temperaturas en el que pueden funcionar estos ciclos será considerablemente inferior al de los ciclos de Rankine convencionales, estando este rango aproximadamente entre los 70 °C y 300 °C. Por estas ventajas utilizaremos un fluido orgánico en lugar de agua como fluido de trabajo.

El fluido orgánico más utilizado para estas aplicaciones hasta hace unos años era el R22, pero a día de hoy está prohibido debido a que daña la capa de ozono por su contenido en cloro.

Para decidir qué fluido orgánico utilizar, hemos resuelto en el software EES el ciclo termodinámico indicado en el Anejo 1: *Cálculos del ciclo termodinámico* con las alternativas más utilizadas y adecuadas a nuestro caso, obteniendo los valores del rendimiento térmico y del flujo másico necesario para cada uno de los fluidos orgánicos, como se puede ver en la siguiente tabla (1):

Tabla 1: Rendimiento térmico y flujo másico necesario con las alternativas al isobutano

Fluido	Rendimiento térmico (η)	Flujo másico necesario (\dot{m}) [$\frac{kg}{s}$]
Isobutano	0,153	14,07
n-butano	0,149	14,49
R410a	0,069	60,57
R245fa	0,151	25,58

La elección está clara, ya que el ciclo con isobutano sería al mismo tiempo el que proporciona el rendimiento térmico más alto y el que menor flujo necesita, por lo que incurriremos en menos costes.

El isobutano, o también denominado metilpropano, es un isómero del butano, perteneciente a la familia de los alcanos. Es un compuesto orgánico, por lo que el ciclo de Rankine será un Ciclo Orgánico de Rankine (ORC). Esta variación del ciclo de Rankine aporta mayor facilidad de obtención de energía en caso de querer trabajar a bajas temperaturas, ya que con fluidos orgánicos se alcanza más fácilmente la región de vapor sobrecalentado debido a que al ser de alta masa molecular almacenan más energía en su interior.

Los resultados del ciclo termodinámico resuelto en EES para los 4 fluidos orgánicos de la tabla se adjuntan en 4 figuras en el capítulo 4 del Anejo 1: *Cálculos del ciclo termodinámico*.

6.6. Fluido caloportador

Para el campo solar necesitamos un fluido con buenas propiedades de almacenamiento térmico, fluidos apodados como HTF (del inglés Heat Transfer Fluid). Este será el fluido que pase por los espejos parabólicos adquiriendo energía para después transferirla al isobutano en el evaporador.

Nunca se utiliza agua en estas aplicaciones porque para mantenerla en estado líquido a altas temperaturas necesitaríamos elevar mucho la presión, operando por lo tanto en condiciones altas de presión y temperatura, lo que es más complejo y peligroso.

La finalidad del fluido HTF será transportar en forma de temperatura la radiación que recibe en los colectores hasta el intercambiador primario, donde se busca que ceda la mayor

cantidad de calor posible, volviendo a iniciar el circuito del campo solar a la salida del mismo intercambiador pero ya a baja temperatura. Algunas características comunes de los fluidos HTF son el elevado calor específico y la baja viscosidad, que permita que fluya bien por las cañerías.

Al elegir el fluido HTF, hemos buscado uno que cumpliera los siguientes criterios: líquido para las distintas presiones y temperaturas a las que podrá ser sometido, teniendo en cuenta que no se alcance la temperatura de fusión en momentos de parada; que no se alcance la temperatura de degradación, para evitar que aparezca la descomposición del fluido orgánico; y que sea un fluido que aparezca en el software EES, que ha sido la herramienta principal de trabajo de este proyecto, para así poder obtener fácilmente todas sus propiedades y verificar su validez.

Luego de desechar el DOWTHERM-A y el DOWTHERM-MX, por distintas razones explicadas en el Anejo IV: *Elección y características del fluido caloportador*, nos hemos decantado por utilizar el DOWTHERM-Q, un HTF sintético orgánico (mezcla de difeniletano y alquilatos aromáticos) también de la marca DOWTHERM, cuyo rango de temperaturas recomendado va desde los -35°C hasta los 330°C (cumple sobradamente el rango necesario, especificado en el anejo antes mencionado).

6.7. Tubo absorbedor

Hemos decidido utilizar el UVAC 3 de la marca Solel, ya que se han encontrado varios ejemplos de campos solares formados por los colectores *Eurotrough II* con este tipo de tubo absorbedor. De esta manera conocemos la colocación de estos en los colectores y tenemos datos acerca de su funcionamiento conjunto.

Los tubos absorbedores se sueldan entre sí de tres en tres, formando un conjunto de aproximadamente 12 m de longitud. Este conjunto de tubos se apoya sobre los soportes que se incluyen en la estructura metálica.

Cada módulo cuenta con dos soportes intermedios y otros dos soportes coincidentes entre módulos consecutivos.

Cada soporte de tubo absorbedor incluye una abrazadera metálica con dos pernos de apriete sobre la que apoya el tubo absorbedor. Para evitar contacto metal-metal y pérdidas por transferencia térmica desde el tubo a la estructura metálica, entre el tubo y el soporte, se dispone una pieza de aislamiento térmico.

Los datos más significativos en cuanto a características técnicas y ópticas (relacionadas directamente con el rendimiento) se encuentran en la tabla 1 del *Anejo II: Cálculos del campo solar*.

6.7.1. Cálculo de pérdidas del UVAC3

Investigadores del Laboratorio Nacional de Energía Renovable de EE.UU. obtuvieron empíricamente una ecuación que permite predecir la pérdida de calor en el tubo absorbedor en función de la diferencia de temperatura entre la temperatura media del absorbedor y la temperatura ambiente. La ecuación, la cual cuenta con una incertidumbre de 10 W/m, es la siguiente:

$$UVAC3 \text{ heat loss } \left(\frac{W}{m}\right) = 0,26 \cdot \Delta T + 1,05 \cdot 10^{-8} \cdot \Delta T^4 \quad (1)$$

Esta relación empírica solo se cumple cuando la temperatura ambiente ronda los 23°C, y no se debe utilizar para temperaturas ambiente que disten 10°C de este valor.

Para obtener estos resultados, se realizó un experimento consistente en lo siguiente: se colocan dos tubos absorbedores UVAC3 iguales (denominados aleatoriamente #1 y #2) dentro del laboratorio y se introducen resistencias eléctricas dentro de los absorbedores. Estas resistencias se encargan de poner la superficie a la temperatura deseada. Una vez esta se alcanza y el sistema se vuelve estable, unos transductores miden la potencia eléctrica necesaria para mantener la temperatura del absorbedor. Dicha potencia requerida serán las pérdidas de calor del tubo absorbedor. Cabe citar que las pérdidas de calor se expresan por metro de longitud de absorbedor.

La figura 20 muestra que los resultados de las pérdidas de calor del UVAC3 son idénticos teniendo en cuenta la incertidumbre. La curva de pérdidas de calor se adecúa a los límites de incertidumbre para todas las temperaturas en las que se ha medido:

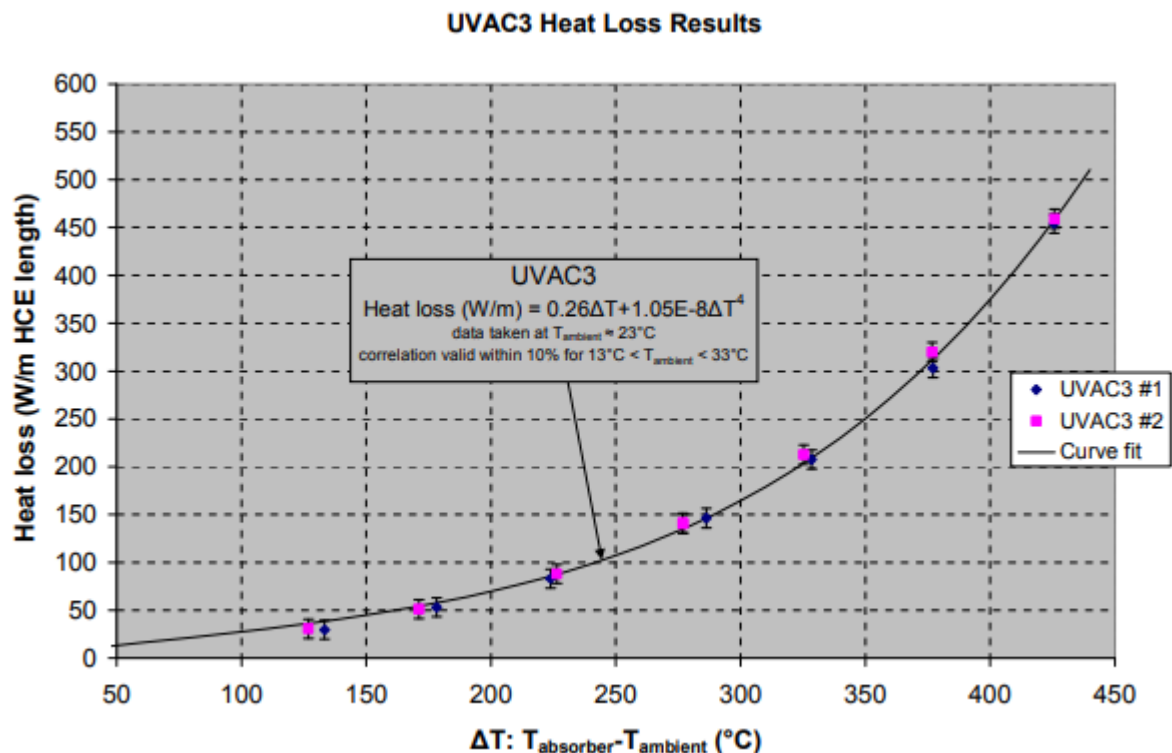


Figura 26. Resultados de la pérdida de calor del UVAC3

6.8. Torres de refrigeración

Para la elección de la torre de refrigeración (TR de ahora en adelante) utilizaremos el EES. Seleccionaremos una TR comercial que haya en el mercado, por lo tanto partiremos de los datos que tenemos (potencia condensador principalmente) para así a partir de una serie de cálculos escoger la que se adapte de la mejor manera posible a nuestras necesidades.

Vamos a escoger una TR de la marca EWK, de las que vienen en el catálogo “Torres de refrigeración compactas de circuito abierto, pre-montadas en fábrica”, las cuales cuentan con ventilación axial. Catálogo en el *anexo V: Cálculos y parámetros de las torres de refrigeración*.

Nos vamos a quedar con el modelo EWK 1800/09. Según el catálogo de la empresa, la EWK 1800/09 es capaz de disipar una potencia de 3150 kW, por lo que en nuestro caso en el que necesitamos reducir la temperatura del agua desde los 35°C hasta los 21°C, esta TR es capaz de refrigerar 52 kg/s de agua.



Figura 27. Torre de refrigeración EWK 1800/09

Hemos sobredimensionado en un 10% la potencia a retirar del agua de refrigeración con respecto a la del condensador ($4968 \text{ kW} \times 1,1 = 5464,8 \text{ kW}$). Para extraer estos 5464,8 kW vamos a utilizar dos torres de refrigeración EWK 1800/09 en paralelo, ya que la suma de las potencias de disipación y de los caudales máxicos de agua que refrigeran son superiores a los necesarios en nuestro caso, calculado todo esto con el EES (anexo V). Pese a tener que desechar una pequeña porción del caudal máxico de agua refrigerado, la elección de disponer de dos TR en paralelo del mencionado modelo es más que aceptable.

Según el catálogo de la empresa, la EWK 1800/09 es capaz de disipar una potencia de 3150 kW, por lo que en nuestro caso en el que necesitamos reducir la temperatura del agua desde los 35°C hasta los 21°C, esta TR es capaz de refrigerar 52 kg/s de agua.

6.9. Depósitos de expansión

En nuestra planta de potencia serán necesarios dos depósitos de expansión, uno para el circuito de potencia y otro para el circuito del campo solar. Para el dimensionamiento de ambos, hemos seguido la norma UNE 100155:2004, recomendada por el RITE (Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios).

A lo largo del Anejo VI: “*Cálculos de los depósitos de expansión*” se especifican las fórmulas utilizadas y los resultados obtenidos para calcular el volumen de cada uno de los depósitos de expansión necesarios.

Tanto para el circuito de potencia como para el del campo solar, vamos a utilizar el “Depósito de expansión para aceite térmico” de la marca ATTSU TÉRMICA S.L.

Este depósito cuenta inicialmente con una capacidad de 1500 l, pero la empresa nos asegura la posibilidad de adaptación del depósito a las necesidades de cada uno de los circuitos para el correcto funcionamiento de la instalación.

6.10. Tuberías

El material seleccionado para las tuberías es el acero inoxidable 316, ya que es muy resistente ante agentes corrosivos químicos y ambientes agresivos como por ejemplo atmósferas marinas. Tanto la composición como las propiedades físicas, mecánicas y térmicas de este tipo de acero se pueden consultar en el apartado 1 del *Anejo VII: Cálculos de las tuberías*.

Para determinar las tuberías necesarias se han tenido que realizar una serie de cálculos para todas las líneas de los tres circuitos de la planta, a partir de las características de cada fluido y de las condiciones (caudal másico y velocidad) en las que este pasará por cada tubería.

Primeramente calculamos un diámetro necesario en la tubería para transportar el caudal másico de fluido a una velocidad determinada (Apartado 2 del Anejo VII). Una vez conocido el diámetro interno de tubería recomendado para cada línea, vamos a escoger unas tuberías comerciales.

Las tuberías serán compradas a la empresa Sigaltec, de su catálogo de tuberías ISO, con los beneficios que esto conlleva (facilidad de obtención de recambio aunque sea de otra marca debido a la estandarización).

Como las tuberías compradas no van a tener el diámetro óptimo calculado, la velocidad de paso del fluido variará, por lo que tendremos que escoger unas tuberías con una sección igual o mayor de lo necesario, ya que no queremos superar la velocidad límite marcada, por los problemas que puede acarrear. Una explicación más extensa de esto y las tuberías escogidas para cada línea se encuentran en el apartado 3 del anejo antes nombrado. Para cada una de estas tuberías seleccionadas, tendremos que calcular su espesor mínimo necesario en función de sus condiciones de trabajo, y comprobar que el espesor que tiene la tubería comercial elegida es superior a este mínimo (apartado 4 del Anejo VII).

Por último, en función de las condiciones de trabajo y de las tuberías seleccionadas, en el apartado 5 del mismo anejo se especifican todos los cálculos realizados y resultados obtenidos de las pérdidas de carga en cada línea. Calcular las pérdidas de carga es vital en la central, ya que necesitamos saber a qué presión llega cada fluido a la bomba para decidir a qué presión lo descarga esta. Las presiones en cada línea del circuito están especificadas en el Balance de materia del Anejo VIII: *Balance de materia*, por lo que podremos comprobar que la presión es la deseada y verificarlo mediante tareas de mantenimiento cuando la planta se encuentre en funcionamiento.

6.11. Caldera auxiliar

El sistema auxiliar que tendrá nuestra planta, encargado de calentar el fluido caloportador (DOWTHERM-Q) en caso de que no se disponga de la energía solar suficiente, tendrá que contar como mínimo con una de potencia a de 6663 kW, calculada en EES con la siguiente fórmula:

$$\dot{E}_{AUX} = \dot{m}_{DT-Q} \cdot (h_{38} - h_{10})$$

Siendo:

- \dot{E}_{AUX} la potencia de la caldera auxiliar (kW)
- \dot{m}_{DT-Q} el caudal másico de DOWTHERM-Q $\left(\frac{kg}{s}\right)$
- h_i la entalpía específica del DOWTHERM-Q en la línea i $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

Se adjuntan los resultados calculados con el software EES en la siguiente figura:

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

$\dot{E}_{aux} = 6663$ [kW]

$h_{10} = 317,8$ [kJ/kg]

$h_{38} = 441,9$ [kJ/kg]

$\dot{m}_{DTQ} = 53,7$ [kg/s]

Figura 28: Resultados del EES para la caldera auxiliar

La caldera auxiliar solo consumirá los 6663 kW cuando no se pueda captar ninguna energía en el campo solar, y toda la energía que el DOWTHERM-Q le debe traspasar al isobutano tiene que ser aportada por esta caldera.

6.12. Válvulas y bridas

6.12.1. Válvulas de paso

Las válvulas de paso de la planta (véase plano nº2 del Documento Planos) serán las IBER 80 para el circuito del campo solar y el del agua de refrigeración, y las IBER 85 para el circuito de potencia, ambas de la marca Sigaltec.

La diferencia entre ellas reside en que la IBER 80 es una válvula manual, mientras que la 85 cuenta con un accionamiento neumático. Hacemos esta diferenciación por temas de seguridad, para evitar posibles accidentes al no ser necesario actuar directamente sobre el circuito de potencia, ya que el fluido tiene unas presiones ligeramente elevadas. El catálogo nos dice que ambas soportan una presión máxima de 1000 psi (6894,76 kPa), lo que es más que suficiente en nuestra planta.



Figura 29. Válvula IBER 80 de Sigaltec



Figura 30. Válvula IBER 85 de Sigaltec

6.12.2. Bridas

En cuanto a las bridas, tendremos dos por cada una de las válvulas antes mencionadas. El fin de estas es evitar soldar las válvulas a las tuberías, ya que si hay que cambiar una habría que serrar y volver a soldar la nueva válvula a la tubería. Las bridas facilitan su mantenimiento o sustitución. También llevarán dos bridas a los lados las válvulas antirretorno que se explican en el apartado siguiente.

Vamos a escoger la Brida Slip On en acero inoxidable, de la marca Todo de Inoxidable. Esta brida, también llamada brida deslizable o sin cuello permite que el exterior del tubo se introduzca libremente en su interior. La unión entre la tubería y la brida se logra mediante una doble soldadura. La cañería se ingresa dentro de la brida y se suelda a filete el borde de la brida con el borde exterior del caño, y también se suelda a filete el interior de la brida al extremo de la tubería.



Figura 31. Brida Slip On de la marca Todo de Inoxidable



Figura 32. Ejemplo de brida Slip On soldada en una tubería

6.12.3. Válvulas antirretorno

Las válvulas antirretorno o válvulas de retención tienen por objetivo prohibir por completo el paso de fluido en circulación en uno de los sentidos, permitiendo paso libre en el contrario.

En nuestra planta las necesitaremos en la línea 38 (campo solar) para asegurar que los fluidos que se van agregando después de su paso por el colector cilíndrico-parabólico sigan el sentido de circulación correcto.

Utilizaremos en nuestra planta las válvulas antirretorno de acero 316 con obturador y muelle, de la marca Swagelok, las cuales tienen una presión de servicio de 413 bar (41300 kPa), por lo que no tendrán ningún problema en nuestro circuito. Además, estas válvulas tienen un rango de temperaturas adecuado a nuestro campo solar.



Figura 33. Válvula antirretorno de la marca Swagelok

En Ferrol, a diciembre de 2018

Fdo.: Mario Castro Suárez



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



Escola Politécnica Superior

**TRABAJO FIN DE GRADO
CURSO 2018/19**

*PLANTA DE POTENCIA ORC CON FUENTE DE
ENERGÍA RENOVABLE*

Grado en Ingeniería Mecánica

Anejo I

CÁLCULOS DEL CICLO TERMODINÁMICO

Índice

1. Criterios de partida.....	4
2. Procedimientos de cálculo.....	6
2.1. Estado 1.....	6
2.2. Estado 2.....	6
2.3. Estado 3.....	7
2.4. Estado 4.....	7
2.5. Estado 5.....	7
2.6. Estado 6.....	8
2.7. Cálculo de la potencia del evaporador, condensador y bomba.....	8
2.8. Rendimiento del ciclo termodinámico	9
3. Resultados	10
4. Ciclos alternativos	17

1. CRITERIOS DE PARTIDA

La finalidad de este anejo es la resolución del ciclo termodinámico que se plantea para este proyecto obteniendo de esta forma los parámetros necesarios para el posterior diseño o dimensionamiento de los elementos de la planta objeto de nuestro estudio.

El esquema del ciclo termodinámico a resolver contará por tanto con un evaporador que aprovecha el calor de un fluido HTF caliente, el DOWTHERM-Q, que circula por un campo solar térmico y será utilizado para evaporar el isobutano, el cual posteriormente será expandido en la turbina generando la potencia requerida de 1000 kW. El vapor ya expandido circulará hasta un regenerador donde cederá parte del calor al isobutano previa entrada al evaporador, lo que nos permite aumentar el rendimiento térmico del ciclo, tras su paso por el regenerador se condensa el isobutano cediéndole el calor al agua para posteriormente ser bombeado de nuevo hacia el evaporador pasando por el regenerador como se mencionó anteriormente.

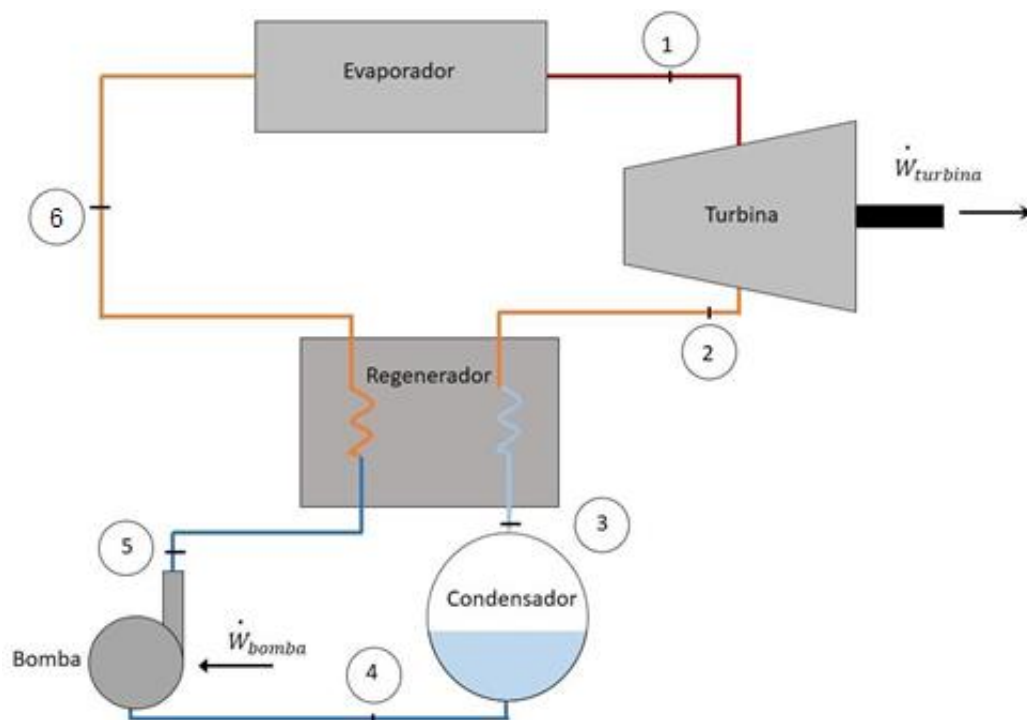


Figura 1: Ciclo de potencia de Rankine con regenerador

Al introducir un regenerador en el ciclo conseguimos aumentar la temperatura del fluido tras la compresión en la bomba consiguiendo llevar al vapor a una temperatura mayor, esto nos proporcionará un vapor con un título mejor, lo que se traduce en una menor cantidad de humedad evitando de esta forma la erosión en las aspas de la turbina. Por otra parte la turbina proporcionará un trabajo mayor ya que la temperatura del vapor es superior y por tanto la cantidad de calor transformada en potencia por la turbina será también mayor, como se puede visualizar en la siguiente figura:

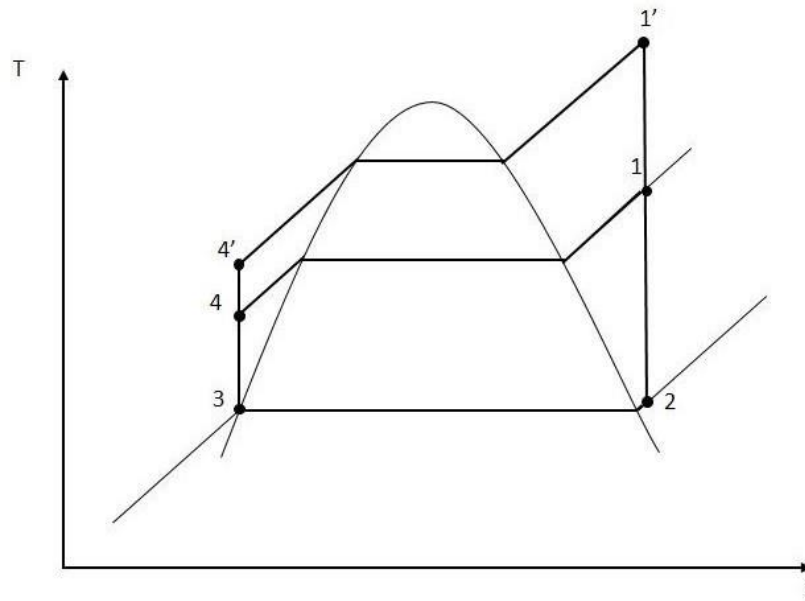


Figura 2: Diagrama T-s del ciclo Rankine con regenerador

Hay que recordar que este diagrama representa el ciclo Rankine con regenerador ideal, sin tener en cuenta pérdidas de carga en los distintos elementos y considerando que todos los procesos son isoentrópicos. En nuestro caso consideraremos dichas pérdidas de carga.

2. PROCEDIMIENTOS DE CÁLCULO

En este apartado se procederá a describir la metodología de cálculo utilizada. Cabe destacar que las propiedades termodinámicas han sido halladas por medio del programa *Engineering Equation Solver* (EES), en el cual para definir por completo un estado, al menos es necesario conocer dos de sus propiedades. El procedimiento será el siguiente:

2.1. Estado 1

El estado 1 se corresponde con la entrada a la turbina de vapor. Tanto la presión como la temperatura de dicho estado son conocidas, por lo tanto se procederá a evaluar tanto la entalpía específica como la entropía específica de dicho estado por medio del programa de cálculo EES quedando de esta forma totalmente definido el estado 1.

2.2. Estado 2

El estado 2 se corresponde con el estado del vapor turbinado en la salida de la turbina tal y como se puede apreciar en la Figura 1. La presión del vapor en el estado 2 es conocida. También lo es la entropía específica del estado 2s, que se corresponde a la entropía específica que tendría el vapor en el caso de que la expansión fuese isoentrópica y por tanto sería igual a la entropía en el estado 1, además la presión del estado 2s es la misma que la del estado 2:

$$s_{2s} = s_1 \quad (1)$$

$$P_{2s} = P_2 \quad (2)$$

Donde:

- s_{2s} es la entropía específica del estado 2s $\left(\frac{kJ}{kg \cdot K}\right)$
- s_1 es la entropía específica del estado 1 $\left(\frac{kJ}{kg \cdot K}\right)$
- P_2 es la presión del estado 2 (kPa)
- P_{2s} es la presión del estado 2s (kPa)

Habiendo determinado dos parámetros del estado 2s, presión y entropía, por medio del programa de cálculo EES se procederá a definir por completo dicho estado.

A continuación por medio de la siguiente ecuación se calculará la entalpía específica de estado 2:

$$\eta_{turbina} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \quad (3)$$

Donde:

- h_1 es la entalpía específica del estado 1 $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$
- h_2 es la entalpía específica del estado 2 $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$
- h_{2s} es la entalpía específica del estado 2 en el caso de que la expansión en la turbina fuese un proceso isoentrópico $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

Ahora que la diferencia de entalpía específica en la turbina ya es conocida se procederá

a calcular el flujo másico de isobutano necesario para producir la potencia deseada dado el rendimiento de la turbina. Despejando el flujo másico de la siguiente ecuación (4) procederemos a su cálculo:

$$W_{neto} = \dot{m}_{isobutano} \cdot (h_1 - h_2) \cdot \eta_{termodinámico} \quad (4)$$

Siendo:

- W_{neto} el trabajo neto que se desea obtener en la turbina (kW)
- $\eta_{termodinámico}$ el rendimiento termodinámico
- $\dot{m}_{isobutano}$ el flujo de isobutano $\left(\frac{kg}{s}\right)$

Además son conocidos al menos dos parámetros del estado 2 por lo tanto se determinarán el resto de parámetros que caracterizan a dicho estado por medio del programa de cálculo EES.

2.3. Estado 3

El estado 3 se corresponde al estado del isobutano vapor al salir del regenerador y antes de su entrada en el condensador. La temperatura de dicho fluido es conocida, así como también lo es su presión, dado que la pérdida de carga del fluido a lo largo de su paso por el regenerador es conocida. Determinadas la temperatura y la presión del estado se procederá a calcular el resto de parámetros para determinar por completo el estado 3 a través del programa de cálculo EES.

2.4. Estado 4

El estado 4 se corresponde al estado del isobutano líquido tras salir del condensador. La presión es conocida ya que al igual que en el estado 3 se conoce la pérdida de carga a través del condensador. El título del líquido a la salida del condensador es conocido. Con estos dos parámetros se determinarán todos los demás del estado por medio del programa de cálculo EES, quedando de esta forma completamente definido el estado 4.

2.5. Estado 5

El estado 5 se corresponde a la salida del isobutano líquido de la bomba tras su condensación y subenfriamiento en el condensador.

En este estado se conoce inicialmente la presión del fluido. Dado que para poder definir por completo el estado serán necesarios al menos dos parámetros del mismo se procederá a actuar de una forma similar a la del estado 2, determinando de la misma manera la entalpía del punto 5s que se corresponde al proceso isoentrópico equivalente en el estado 5:

$$h_{5s} = h_4 + v_4 \cdot (P_5 - P_4) \quad (5)$$

Donde:

- h_{5s} es la entalpía del estado 5 en el caso de que el proceso fuese isoentrópico $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

- h_4 es la entalpía del estado 4 $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$
- v_4 es el volumen específico del estado 4 $\left(\frac{m^3}{kg}\right)$
- P_5 es la presión del estado 5 (kPa)
- P_4 es la presión del estado 4 (kPa)

Una vez determinada la entalpía del estado 5s y relacionándola con el rendimiento de la bomba (η_{bomba}) por medio de la siguiente ecuación podremos determinar la entalpía del estado 5:

$$\eta_{bomba} = \frac{h_{5s} - h_4}{h_5 - h_4} \quad (6)$$

Donde:

- h_5 es la entalpía del estado 5 $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

Despejando de la ecuación (6) se calculará la entalpía del estado 5, de esta forma son conocidos ya dos parámetros del estado 5, la entalpía y la presión, pudiendo de esta forma definir por completo dicho estado por medio del programa de cálculo EES.

2.6. Estado 6

El estado 6 se corresponde al estado del isobutano fluido antes de su entrada en el evaporador tras pasar por el regenerador de calor. La presión de dicho fluido es conocida y por medio de la ecuación de conservación de la energía aplicada al regenerador se procederá a calcular la entalpía del estado 6:

$$(h_2 - h_3) = (h_6 - h_5) \quad (7)$$

Despejando de la ecuación (7) se podrá hallar la entalpía del estado 6 (h_6). De esta forma, este estado queda completamente definido al hallarse el resto de parámetros con el programa de cálculo EES.

2.7. Cálculo de la potencia del evaporador, condensador y bomba

En este apartado se procederá al cálculo de las potencias del evaporador, condensador y bomba. Esta potencia dependerá tanto del flujo másico de isobutano que por ellos circula como del salto entálpico que el fluido experimentará en su paso.

Dado que todos los estados ya han sido determinados calcularemos las potencias mediante las siguientes ecuaciones:

$$Q_{evaporador} = \dot{m}_{isobutano} \cdot (h_1 - h_6) \quad (8)$$

$$Q_{condensador} = \dot{m}_{isobutano} \cdot (h_3 - h_4) \quad (9)$$

$$W_{bombeo} = \dot{m}_{isobutano} \cdot (h_5 - h_4) \quad (10)$$

Donde:

- $Q_{evaporador}$ es la potencia del evaporador (kW)
- $Q_{condensador}$ es la potencia del condensador (kW)
- W_{bombeo} es la potencia desarrollada por la bomba (kW)

2.8. Rendimiento del ciclo termodinámico

Conocidas las potencias del evaporador, del condensador y de la bomba se procederá al cálculo del rendimiento del ciclo termodinámico. Resulta interesante comparar este rendimiento con el rendimiento del Ciclo de Carnot, para así saber cuán próximo está el ciclo termodinámico utilizado en el proyecto del rendimiento máximo, que vendrá determinado por el rendimiento del Ciclo de Carnot equivalente funcionando entre los mismos focos.

Estando definidos todos los estados del ciclo se procederá al cálculo de dichos rendimientos:

$$\eta_{ciclo} = \frac{W_{neto} - W_{bombeo}}{Q_{evaporador}} \quad (11)$$

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_3 + 273}{T_1 + 273} \quad (12)$$

Donde:

- η_{ciclo} es el rendimiento del ciclo termodinámico
- η_{Carnot} es el rendimiento del ciclo de Carnot
- T_3 es la temperatura del estado 3 (°C)
- T_1 es la temperatura del estado 1 (°C)

3. RESULTADOS

A continuación en la Tabla 1 se detallan los resultados que caracterizarán al ciclo termodinámico permitiendo definir cada uno de los estados así como los rendimientos y potencias de los elementos del ciclo.

Tabla 1: Resultados del ciclo termodinámico

Variable	Valor	Unidad
F_{lux} : Captación	0,95	kW/m ²
h_1 : Entalpía específica del estado 1	779,9	kJ/kg
h_2 : Entalpía específica del estado 2	701	kJ/kg
h_{2s} : Entalpía específica del estado 2s	687	kJ/kg
h_3 : Entalpía específica del estado 3	614,8	kJ/kg
h_4 : Entalpía específica del estado 4	261,7	kJ/kg
h_5 : Entalpía específica del estado 5	267,4	kJ/kg
h_{5s} : Entalpía específica del estado 5s.	266,6	kJ/kg
h_6 : Entalpía específica del estado 6	353,6	kJ/kg
\dot{m} : Flujo másico de isobutano	14,07	kg/s
P_1 : Presión en el estado 1	3000	kPa
P_2 : Presión en el estado 2	400	kPa
P_3 : Presión en el estado 3	380	kPa
P_4 : Presión en el estado 4	360	kPa
P_5 : Presión en el estado 5	3020	kPa
P_6 : Presión en el estado 6	3000	kPa
$Q_{condensador}$: Potencia del condensador	4968	kW
$Q_{evaporador}$: Potencia del evaporador	5998	kW
s_1 : Entropía específica del estado 1	2,597	kJ/kg-K
s_2 : Entropía específica del estado 2	2,636	kJ/kg-K
s_{2s} : Entropía específica del estado 2s	2,597	kJ/kg-K
T_1 : Temperatura del estado 1	150	°C
T_2 : Temperatura del estado 2	84,97	°C
T_{2s} : Temperatura del estado 2s	78	°C
T_3 : Temperatura del estado 3	40	°C

T_4 : Temperatura del estado 4	25,95	°C
T_5 : Temperatura del estado 5	27,66	°C
T_{5s} : Temperatura del estado 5s	27,31	°C
T_6 : Temperatura del estado 6	61,47	°C
T_{sat3} : Temperatura de saturación del estado 3	27,8	°C
T_{sat5} : Temperatura de saturación del estado 5	123,6	°C
T_{sat6} : Temperatura de saturación del estado 6	123,2	°C
v_4 : Volumen específico del estado 4	0,01823	m ³ /kg
W_{bomba} : Trabajo de la bomba	80,24	kW
W_{neto} : Trabajo neto del ciclo	1000	kW
η_{ciclo} : Rendimiento del ciclo termodinámico	0.1533	-
η_{Carnot} : Rendimiento del ciclo de Carnot	0,26	-
x_4 : Título del fluido en el estado 4	0	-

Seguidamente se adjuntan las capturas de pantalla del EES con los datos que hemos introducido y las ecuaciones que hemos utilizado para obtener los resultados de la tabla anterior:

Ciclo de Potencia ORC - Isobutano. Modificación con intercambiador

Datos

$p_1 = 3000 \text{ [kPa]}$

$p_2 = 400 \text{ [kPa]}$

$T_1 = 150 \text{ [°C]}$

$\eta_s = 0,85$

Figura 3: Captura 1/7 ciclo termodinámico en EES

$\eta_{tem} = 0,9$

$x_4 = 0$

$\dot{W}_{net} = 1000 \text{ [kW]}$

$c_{p,agua} = 4,186 \text{ [kJ/(kg*°C)]}$

Estado 1: vapor recalentado entrada turbina

$h_1 = h \text{ (Isobutane ; } T = T_1 ; P = p_1 \text{)}$

$s_1 = s \text{ (Isobutane ; } T = T_1 ; P = p_1 \text{)}$

*Estado 2: vapor **** salida turbina*

$s_{2s} = s_1$

$h_{2s} = h \text{ (Isobutane ; } s = s_{2s} ; P = p_2 \text{)}$

$T_{2s} = T \text{ (Isobutane ; } P = p_2 ; s = s_{2s} \text{)}$

$\eta_s = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}}$

$s_2 = s \text{ (Isobutane ; } h = h_2 ; P = p_2 \text{)}$

Figura 4: Captura 2/7 del ciclo termodinámico en EES

$$T_2 = T \text{ (Isobutane ; } P = p_2 ; h = h_2 \text{)}$$

Estado 4: líquido saturado

$$p_4 = p_2 - 40 \text{ } 20\text{kPa de pérdida de presión en el condensador} + 20 \text{ kPa en el intercambiador}$$

$$h_4 = h \text{ (Isobutane ; } x = x_4 ; P = p_4 \text{)}$$

$$v_4 = v \text{ (Isobutane ; } x = x_4 ; P = p_4 \text{)}$$

$$T_4 = T \text{ (Isobutane ; } P = p_4 ; x = x_4 \text{)}$$

Estado 5: líquido subenfriado

$$P_5 = P_6 + 20 \text{ } 20\text{kPa de pérdida de presión en el intercambiador fluido frío}$$

$$h_{5s} = h_4 + v_4 \cdot (P_5 - p_4)$$

$$\eta_s = \frac{h_{5s} - h_4}{h_5 - h_4}$$

$$T_{5s} = T \text{ (Isobutane ; } P = P_5 ; h = h_{5s} \text{)}$$

$$T_5 = T \text{ (Isobutane ; } P = P_5 ; h = h_5 \text{)}$$

Caudal másico

$$\dot{W}_{net} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_2) \cdot \eta_{tem}$$

Figura 5: Captura 3/7 del ciclo termodinámico en EES

Intercambiador

$$T_3 = 40$$

$$P_3 = p_2 - 20 \quad 20kPa \text{ de pérdida de presión en el intercambiador fluido caliente}$$

$$h_3 = h \text{ (Isobutane ; } T = T_3 ; P = P_3 \text{)}$$

$$h_2 - h_3 = h_6 - h_5$$

$$P_6 = p_1 + 20$$

$$T_6 = T \text{ (Isobutane ; } P = P_6 ; h = h_6 \text{)}$$

$$T_{sat3} = T \text{ (Isobutane ; } P = P_3 ; x = 0 \text{)}$$

$$T_{sat6} = T \text{ (Isobutane ; } P = P_6 ; x = 0 \text{)}$$

$$T_{sat5} = T \text{ (Isobutane ; } P = P_5 ; x = 0 \text{)}$$

Potencia Evaporador

$$\dot{Q}_e = \dot{m} \cdot (h_1 - h_6)$$

Potencia condensador

$$\dot{Q}_c = \dot{m} \cdot (h_3 - h_4)$$

Potencia regenerador

$$\dot{Q}_r = \dot{m} \cdot (h_2 - h_3)$$

Figura 6: Captura 4/7 del ciclo termodinámico en EES

Calculo caudal agua refrigeracion

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{\text{agua}} \cdot (38 - 31) \cdot c_{p,\text{agua}}$$

Potencia de bombeo

$$\dot{W}_{\text{bomb}} = \dot{m} \cdot (h_5 - h_4)$$

Eficiencia del ORC

$$\eta = \frac{\dot{W}_{\text{net}} - \dot{W}_{\text{bomb}}}{\dot{Q}_e}$$

$$\eta_{\text{carnot}} = 1 - \left[\frac{T_3 + 273}{T_1 + 273} \right]$$

Área de campo solar

$$\text{Flux} = 0,8 \text{ [kW/m}^2\text{]}$$

$$A = \frac{\dot{Q}_e}{\text{Flux}}$$

Cálculos densidades y caudales volumétricos para el Balance de materia

$$\rho_1 = \rho (\text{Isobutane} ; T = T_1 ; P = p_1)$$

$$\rho_2 = \rho (\text{Isobutane} ; T = T_2 ; P = p_2)$$

$$\rho_3 = \rho (\text{Isobutane} ; T = T_3 ; P = P_3)$$

$$\rho_4 = \rho (\text{Isobutane} ; T = T_4 ; x = 0)$$

$$\rho_5 = \rho (\text{Isobutane} ; T = T_5 ; P = P_5)$$

$$\rho_6 = \rho (\text{Isobutane} ; T = T_6 ; P = P_6)$$

Figura 7: Captura 5/7 del ciclo termodinámico en EES

$$\dot{V}_1 = \frac{\dot{m}}{\rho_1}$$

$$\dot{V}_2 = \frac{\dot{m}}{\rho_2}$$

$$\dot{V}_3 = \frac{\dot{m}}{\rho_3}$$

$$\dot{V}_4 = \frac{\dot{m}}{\rho_4}$$

$$\dot{V}_5 = \frac{\dot{m}}{\rho_5}$$

$$\dot{V}_6 = \frac{\dot{m}}{\rho_6}$$

Figura 8: Captura 6/7 del ciclo termodinámico en EES

SOLUTION

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

A = 7497 [m²]
Cp,agua = 4,186 [kJ/(kg*°C)]
 η = 0,1532
 η_{carnot} = 0,26
 η_s = 0,85
 η_{tem} = 0,9
Flux = 0,8 [kW/m²]
h1 = 779,9 [kJ/kg]
h2 = 701 [kJ/kg]
h2s = 687 [kJ/kg]
h3 = 614,8 [kJ/kg]
h4 = 261,7 [kJ/kg]
h5 = 267,5 [kJ/kg]
h5s = 266,6 [kJ/kg]
h6 = 353,6 [kJ/kg]
 \dot{m} = 14,07 [kg/s]
 \dot{m}_{agua} = 169,5 [kg/s]
p1 = 3000 [kPa]
p2 = 400 [kPa]
P3 = 380 [kPa]
p4 = 360 [kPa]
P5 = 3040 [kPa]
P6 = 3020 [kPa]
 \dot{Q}_c = 4968 [kW]
 \dot{Q}_e = 5998 [kW]
 \dot{Q}_r = 1212 [kW]
 ρ_1 = 72,38 [kg/m³]
 ρ_2 = 8,301 [kg/m³]
 ρ_3 = 9,326 [kg/m³]
 ρ_4 = 548,7 [kg/m³]
 ρ_5 = 552,3 [kg/m³]
 ρ_6 = 506,8 [kg/m³]
s1 = 2,597 [kJ/kg-K]
s2 = 2,636 [kJ/kg-K]
s2s = 2,597 [kJ/kg-K]
T1 = 150 [°C]
T2 = 84,97 [°C]
T2s = 78 [°C]
T3 = 40 [°C]
T4 = 25,93 [°C]
T5 = 27,67 [°C]
T5s = 27,32 [°C]
T6 = 61,48 [°C]
Tsat3 = 27,8 [°C]
Tsat5 = 124 [°C]
Tsat6 = 123,6 [°C]
v4 = 0,001823 [m³/kg]
 \dot{V}_1 = 0,1944 [m³/s]
 \dot{V}_2 = 1,695 [m³/s]
 \dot{V}_3 = 1,509 [m³/s]
 \dot{V}_4 = 0,02564 [m³/s]
 \dot{V}_5 = 0,02547 [m³/s]
 \dot{V}_6 = 0,02776 [m³/s]
 \dot{W}_{bomb} = 80,85 [kW]
 \dot{W}_{net} = 1000 [kW]
x4 = 0

Figura 9: Captura 7/7 del ciclo termodinámico en EES1

4. CICLOS ALTERNATIVOS

En el momento del diseño del ciclo de potencia, la elección de utilizar el isobutano no fue tomada directamente, sin considerar la posibilidad de utilizar otros fluidos de trabajo, como ya se ha explicado en el apartado 6.5 de la Memoria.

El fluido orgánico más utilizado para estas aplicaciones hasta hace unos años era el R22, pero a día de hoy está prohibido debido a que daña la capa de ozono por su contenido en cloro.

Se resolvió el ciclo termodinámico en el EES con cada uno de los candidatos, fijándonos en los valores del rendimiento térmico y del flujo másico necesario para cada uno de los diferentes fluidos orgánicos. Se adjuntan a continuación las capturas del EES de los resultados del ciclo para cada fluido orgánico, resaltándose los resultados del rendimiento térmico y del flujo másico necesario:

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

A = 7498 [m ²]	$\eta_1 = 0.1533$	$\eta_{carnot} = 0.26$	$\eta_s = 0.85$	$\eta_{tem} = 0.9$	Flux = 0.8 [kW/m ²]	$h_1 = 779.9$ [kJ/kg]	$h_2 = 701$ [kJ/kg]	$h_{2s} = 687$ [kJ/kg]
$h_3 = 614.8$ [kJ/kg]	$h_4 = 261.7$ [kJ/kg]	$h_5 = 267.4$ [kJ/kg]	$h_{5s} = 266.6$ [kJ/kg]	$h_6 = 353.6$ [kJ/kg]	$\dot{m} = 14.07$ [kg/s]	$p_1 = 3000$ [kPa]	$p_2 = 400$ [kPa]	$p_3 = 380$ [kPa]
$p_4 = 360$ [kPa]	$P_5 = 3020$ [kPa]	$P_6 = 3000$ [kPa]	$\dot{Q}_c = 4968$ [kW]	$\dot{Q}_e = 5998$ [kW]	$s_1 = 2.597$ [kJ/kg-K]	$s_2 = 2.636$ [kJ/kg-K]	$s_{2s} = 2.597$ [kJ/kg-K]	$T_1 = 150$ [°C]
$T_2 = 84.97$ [°C]	$T_{2s} = 78$ [°C]	$T_3 = 40$ [°C]	$T_4 = 25.93$ [°C]	$T_5 = 27.66$ [°C]	$T_{5s} = 27.31$ [°C]	$T_6 = 61.47$ [°C]	$T_{sat3} = 27.8$ [°C]	$T_{sat5} = 123.6$ [°C]
$T_{sat6} = 123.2$ [°C]	$v_4 = 0.001823$ [m ³ /kg]	$\dot{W}_{bomb} = 80.24$ [kW]	$\dot{W}_{net} = 1000$ [kW]	$x_4 = 0$				

Figura 10. Resultados (EES) del ciclo termodinámico con isobutano

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

A = 7673 [m ²]	D = 0.1411	$\eta_1 = 0.1496$	$\eta_{carnot} = 0.26$	$\eta_s = 0.85$	$\eta_{tem} = 0.9$	Flux = 0.8 [kW/m ²]	$h_1 = 796$ [kJ/kg]	$h_2 = 719.3$ [kJ/kg]
$h_{2s} = 705.8$ [kJ/kg]	$h_3 = 641.9$ [kJ/kg]	$h_4 = 289.4$ [kJ/kg]	$h_5 = 295$ [kJ/kg]	$h_{5s} = 294.2$ [kJ/kg]	$h_6 = 372.5$ [kJ/kg]	$\dot{m} = 14.49$ [kg/s]	$p_1 = 3000$ [kPa]	$p_2 = 390$ [kPa]
$p_3 = 370$ [kPa]	$p_4 = 350$ [kPa]	$P_5 = 3020$ [kPa]	$P_6 = 3000$ [kPa]	$\dot{Q}_c = 5109$ [kW]	$\dot{Q}_e = 6138$ [kW]	S = 0.01563	$s_1 = 2.621$ [kJ/kg-K]	$s_2 = 2.659$ [kJ/kg-K]
$s_{2s} = 2.621$ [kJ/kg-K]	$T_1 = 150$ [°C]	$T_2 = 79.79$ [°C]	$T_{2s} = 73.07$ [°C]	$T_3 = 40$ [°C]	$T_4 = 37.16$ [°C]	$T_5 = 38.83$ [°C]	$T_{5s} = 38.49$ [°C]	$T_6 = 68.76$ [°C]
$T_{sat3} = 39.12$ [°C]	$T_{sat5} = 138.2$ [°C]	$T_{sat6} = 137.8$ [°C]	u = 111.9	v = 0.1206	$v_4 = 0.001792$ [m ³ /kg]	$\dot{W}_{bomb} = 81.57$ [kW]	$\dot{W}_{net} = 1000$ [kW]	$x_4 = 0$

Figura 11. Resultados (EES) del ciclo termodinámico con n-butano

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

A = 16378 [m ²]	$\eta_1 = 0.06979$	$\eta_{carnot} = 0.26$	$\eta_s = 0.85$	$\eta_{tem} = 0.9$	Flux = 0.8 [kW/m ²]	$h_1 = 553.5$ [kJ/kg]	$h_2 = 535.1$ [kJ/kg]	$h_{2s} = 531.9$ [kJ/kg]
$h_3 = 443$ [kJ/kg]	$h_4 = 243.6$ [kJ/kg]	$h_5 = 245$ [kJ/kg]	$h_{5s} = 244.8$ [kJ/kg]	$h_6 = 337.1$ [kJ/kg]	$\dot{m} = 60.57$ [kg/s]	$p_1 = 3000$ [kPa]	$p_2 = 1800$ [kPa]	$p_3 = 1780$ [kPa]
$p_4 = 1760$ [kPa]	$P_5 = 3020$ [kPa]	$P_6 = 3000$ [kPa]	$\dot{Q}_c = 12077$ [kW]	$\dot{Q}_e = 13102$ [kW]	$s_1 = 2.062$ [kJ/kg-K]	$s_2 = 2.07$ [kJ/kg-K]	$s_{2s} = 2.062$ [kJ/kg-K]	$T_1 = 150$ [°C]
$T_2 = 124.6$ [°C]	$T_{2s} = 121.5$ [°C]	$T_3 = 40$ [°C]	$T_4 = 27.28$ [°C]	$T_5 = 28.44$ [°C]	$T_{5s} = 28.32$ [°C]	$T_6 = 49.03$ [°C]	$T_{sat3} = 27.71$ [°C]	$T_{sat5} = 49.27$ [°C]
$T_{sat6} = 48.98$ [°C]	$v_4 = 0.0009542$ [m ³ /kg]	$\dot{W}_{bomb} = 85.67$ [kW]	$\dot{W}_{net} = 1000$ [kW]	$x_4 = 0$				

Figura 12. Resultados (EES) del ciclo termodinámico con R410a

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

A = 7726 [m ²]	$\eta_1 = 0.1514$	$\eta_{carnot} = 0.26$	$\eta_s = 0.85$	$\eta_{tem} = 0.9$	Flux = 0.8 [kW/m ²]	$h_1 = 504.2$ [kJ/kg]	$h_2 = 460.7$ [kJ/kg]	$h_{2s} = 453.1$ [kJ/kg]
$h_3 = 436.1$ [kJ/kg]	$h_4 = 235.3$ [kJ/kg]	$h_5 = 237.9$ [kJ/kg]	$h_{5s} = 237.5$ [kJ/kg]	$h_6 = 262.5$ [kJ/kg]	$\dot{m} = 25.58$ [kg/s]	$p_1 = 3000$ [kPa]	$p_2 = 200$ [kPa]	$p_3 = 180$ [kPa]
$p_4 = 160$ [kPa]	$P_5 = 3020$ [kPa]	$P_6 = 3000$ [kPa]	$\dot{Q}_c = 5134$ [kW]	$\dot{Q}_e = 6180$ [kW]	$s_1 = 1.831$ [kJ/kg-K]	$s_2 = 1.853$ [kJ/kg-K]	$s_{2s} = 1.831$ [kJ/kg-K]	$T_1 = 150$ [°C]
$T_2 = 65.84$ [°C]	$T_{2s} = 58.04$ [°C]	$T_3 = 40$ [°C]	$T_4 = 27.16$ [°C]	$T_5 = 28.44$ [°C]	$T_{5s} = 28.15$ [°C]	$T_6 = 46.86$ [°C]	$T_{sat3} = 30.45$ [°C]	$T_{sat5} = 143.9$ [°C]
$T_{sat6} = 143.5$ [°C]	$v_4 = 0.0007504$ [m ³ /kg]	$\dot{W}_{bomb} = 64.58$ [kW]	$\dot{W}_{net} = 1000$ [kW]	$x_4 = 0$				

Figura 13. Resultados (EES) del ciclo termodinámico con R245fa

A continuación, tenemos una tabla comparativa, de la cual podemos sacar que el mejor fluido de trabajo para nuestro proceso es el isobutano, ya que es al mismo tiempo el que proporciona el mayor rendimiento térmico y el que menor flujo másico necesita, lo que se traduce en menores costes.

Tabla 2: Rendimiento térmico y flujo másico necesario con las alternativas al isobutano

Fluido	Rendimiento térmico (η)	Flujo másico necesario (\dot{m}) [$\frac{kg}{s}$]
Isobutano	0,153	14,07
n-butano	0,149	14,49
R410a	0,069	60,57
R245fa	0,151	25,58

En Ferrol, a diciembre de 2018



Fdo.: Mario Castro Suárez



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



Escola Politécnica Superior

**TRABAJO FIN DE GRADO
CURSO 2018/19**

*PLANTA DE POTENCIA ORC CON FUENTE DE
ENERGÍA RENOVABLE*

Grado en Ingeniería Mecánica

Anejo II

CÁLCULOS DEL CAMPO SOL

1. CÁLCULOS REALIZADOS

Para la realización de los cálculos del campo solar que a continuación se indican, se ha utilizado el software Microsoft Excel.

Nuestro objetivo es determinar el número de colectores cilíndricos parabólicos ET150 que tenemos que colocar, y como los vamos a distribuir en el campo solar. Partimos del dato de la potencia del evaporador (5998 kW) obtenido del ciclo termodinámico del Anejo I. Sobredimensionamos un 10% para asegurarnos cumplir los requisitos del proceso, por lo que obtenemos unas necesidades de 6597,8 kW.

Como se ha señalado antes, utilizaremos los paneles ET150, los cuales tienen aproximadamente 150 m de longitud (la longitud efectiva es un poco menor). Cada uno de estos paneles de 150 m está formado por 12 módulos, por lo que cada uno de estos tendrá una longitud de unos 12,5 m. Debido a que el tubo absorbedor que hemos escogido (SOLEL UVAC 3) tiene una longitud de un poco más de 4 m, cada uno de los módulos llevará tres tubos soldados entre sí que cubren la longitud efectiva de cada módulo. Por lo tanto, cada colector tendrá 36 tubos absorbedores.

Utilizando la siguiente ecuación (1) obtenemos el caudal másico de DOWTHERM-Q que necesitamos en el evaporador:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}^*}{c_p \cdot \Delta T} \quad (1)$$

Siendo:

- \dot{m} el caudal másico de DOWTHERM-Q en el evaporador $\left(\frac{kg}{s}\right)$
- \dot{Q}^* es la potencia del evaporador sobredimensionada (kW)
- c_p es el calor específico a presión constante del DOWTHERM-Q $\left(\frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C}\right)$
- ΔT es la diferencia de temperaturas del DOWTHERM-Q entre la entrada y la salida del evaporador ($^\circ C$)

Teniendo en cuenta el c_p del DOWTHERM-Q, y que en el evaporador el fluido pasará de 200 a 141,5°C, obtenemos que el caudal másico necesario de fluido caloportador es de 53,7 kg/s.

Consideramos una velocidad de 1,9 m/s del fluido caloportador en el interior de los tubos absorbedores. De la siguiente ecuación (2), conocidas la densidad del fluido y el diámetro interior del tubo absorbedor, podemos obtener el caudal másico en el interior de este:

$$\dot{m}_l = v \cdot \rho \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (2)$$

Donde:

- \dot{m}_l es el caudal másico en el interior de cada línea de tubo absorbedor $\left(\frac{kg}{s}\right)$
- v es la velocidad del DOWTHERM-Q en el interior del tubo absorbedor $\left(\frac{m}{s}\right)$

- D es el diámetro interior del tubo absorbedor (m)
- ρ es la densidad media del DOWTHERM-Q en el tubo absorbedor ($\frac{kg}{m^3}$)

Obtenemos de la fórmula anterior que podemos transportar 5,62 kg/s en cada línea de tubo absorbedor. De esta forma, necesitaremos 10 líneas de colectores en paralelo. Por temas de optimización de recursos y espacio vamos a colocarlos en dos columnas, y colocaremos un colector solar a mayores en cada una de las columnas por temas de seguridad, por lo que tendremos en total 12 líneas en paralelo con colectores cilíndricos parabólicos en nuestro campo solar.

Del catálogo de los colectores cilíndrico-parabólicos sacamos el valor de la longitud de los espejos y el ancho de apertura, por lo que podemos obtener el área efectiva de los espejos de cada colector. Como los espejos tienen una reflectividad del 94%, perderemos un poco de energía en ellos. Por temas de sobredimensionamiento, hemos decidido suponer que en este momento perdemos el 30% de la potencia. Ahora, de esta nueva potencia reducida, tenemos que tener en cuenta la energía que se pierde desde los espejos hasta el interior del tubo absorbedor, y que por lo tanto no llega hasta el fluido caloportador. Esto último lo tendremos en cuenta quedándonos únicamente con un 70% de la potencia ya anteriormente reducida (este cálculo es aproximado a partir de la emisividad, transmisividad y reflectividad del tubo absorbedor). La potencia resultante es la que se le aporta al fluido HTF.

Todos estos cálculos realizados son considerando que la irradiancia solar directa que obtendremos del Sol tendrá un valor medio de 0,95 kW/m².

Seguidamente, y a partir del cálculo del área exterior del tubo absorbedor (ecuación 3) y del dato de la irradiancia solar directa, obtenemos el valor del flujo de calor por unidad de longitud (de colector cilíndrico-parabólico). De esta forma, con este valor de flujo y conociendo el caudal másico por línea de tubo absorbedor, podremos conocer la longitud de colector necesaria para elevar el fluido caloportador desde los 141,5°C hasta los 200°C.

Cálculo del área exterior del tubo absorbedor:

$$A_{ext} = \pi \cdot D_{ext} \cdot L_{colector} \quad (3)$$

Donde:

- A_{ext} es el área exterior del tubo absorbedor (m^2)
- D_{ext} es el diámetro exterior del tubo absorbedor (m)
- $L_{colector}$ es la longitud de los espejos del colector (m)

Previamente a obtener la longitud de tubo necesaria, vamos a calcular el flujo de calor por unidad de superficie que llega al tubo absorbedor:

$$q'' = \frac{Pot_{abs}}{A_{ext_{tubo}}} \quad (4)$$

- q'' es el flujo de calor por unidad de superficie del tubo absorbedor ($\frac{kW}{m^2}$)
- Pot_{abs} es la potencia que se transfiere al DOWTHERM-Q que está en el interior del tubo absorbedor, en cada colector (kW)
- $A_{ext_{tubo}}$ es el área exterior del tubo, calculada en (3)

Ahora ya tenemos todo lo necesario para realizar el cálculo de la longitud de tubo absorbedor/colector necesaria para elevar la temperatura del DOWTHERM-Q hasta los 200°C. La calcularemos utilizando la siguiente ecuación (5):

$$L_{nec} = \frac{\dot{m}_l \cdot c_p \cdot \Delta T}{q'' \cdot \pi \cdot D_{ext}} \quad (5)$$

El resultado es que necesitamos 273,3 m de tubo/colector en cada una de las líneas en paralelo. Como cada colector mide aproximadamente 150 m, entonces la solución será colocar dos colectores cilíndricos parabólicos en serie en cada una de las líneas en paralelo. Por lo tanto, en cada instante tendré 20 colectores ET150 funcionando, pero realmente necesitaremos colocar 24 por temas de seguridad y mantenimiento.

Cabe destacar que entre cada fila de colectores en paralelo habrá una distancia de 3,5 m, calculada para que no se hagan sombra unos colectores a otros en ningún momento del día.

A continuación se adjunta una tabla con las características de los colectores cilíndrico parabólicos y sus espejos, y de los tubos absorbedores de nuestro campo solar:

Tabla 1: Características de los elementos del campo solar

	Por MÓDULO	Por COLECTOR
ESTRUCTURA Y PARÁBOLA		
Longitud [m]	12,5	150
Área de apertura [m²]	68,125	817,5
Ancho de apertura [m]	5,77	
Longitud efectiva [m]	11,8	141,6
Distancia focal [m]	1,71	
Ángulo de borde [º] ⁽¹⁾	80,34	
Factor de interceptación [%]	89% (para velocidad del viento de hasta 5 m/s)	
TUBO ABSORBEDOR		
Diámetro tubo exterior [mm]	70	
Diámetro tubo interior [mm]	66	
Longitud del tubo [mm]	4061	
Espesor del tubo [mm]	2	
Número de tubos	3	36
Transmisividad vidrio [%]	96%	
Emisividad vidrio [%]	9%	
Absortividad [%]	95%	
Emisividad [%] ⁽²⁾	15%	

ESPEJOS	
<i>Reflectividad del espejo [%]</i>	94%
<i>Dimensiones por faceta [m x m]</i>	1,7 x 1,1

⁽¹⁾ Ángulo de borde (o Rim angle): es el ángulo que existe entre un borde cualquiera de la parábola y el segmento que determina la distancia focal.

⁽²⁾ La hemos calculado para el valor medio de la T_{fluido} (en K) para a partir de la siguiente fórmula empírica:

$$\varepsilon = (0,04795 + 0,0002331 \cdot T_{\text{fluido}})$$

Como se puede ver en el Plano nº2 del Documento Planos, cada uno de los colectores cilíndrico parabólicos cuenta con su propio bypass, que es una línea alternativa a los tubos absorbedores en las que el fluido no va a adquirir energía, pero que es necesaria para que la planta de potencia pueda seguir en funcionamiento si alguno de los colectores está averiado o en tareas de mantenimiento. En caso de utilizar el bypass, el fluido circularía por esta tubería común en lugar de por el tubo absorbedor del colector.

Finalmente, se muestran en la siguiente tabla todas las variables utilizadas en el Excel para el dimensionamiento del campo solar y sus valores:

Tabla 2 : Variables y valores utilizados para el dimensionamiento del campo solar

Variable	Valor	Unidad
Q_e : Potencia del evaporador	5998	kW
Q_e^* : Potencia del evaporador sobredimensionada un 10%	6597,8	kW
\dot{m} : Caudal másico de DOWTHERM-Q en el evaporador	53,7	kg/s
C_p : Calor específico a presión constante	2,1	kJ/kg-°C
T_s : Temperatura del DOWTHERM-Q aguas arriba del evaporador	200	°C
T_e : Temperatura del DOWTHERM-Q aguas abajo del evaporador	141,5	°C
\dot{m}_l : Caudal másico de DOWTHERM-Q en cada línea	5,62	kg/s
v : Velocidad del DOWTHERM-Q en cada línea	1,9	m/s
D : Diámetro interior de cada línea de tubo absorbedor	0,066	m
ρ : Densidad media del DOWTHERM-Q en el tubo absorbedor	864	kg/m³
ΔT : es la diferencia de temperaturas del DOWTHERM-Q entre la entrada y la salida del evaporador ($T_s - T_e$)	58,5	°C
G_b : Irradiancia solar directa media	950	W/m²
L_{efectiva} : Longitud efectiva (de espejos) de cada colector	141,7	m
A_{espejos} : Área que recibe radiación en cada colector	817,6	m²

b_{colector} : Ancho de apertura de cada colector	5,77	m
$P_{\text{reflejada}}$: Potencia reflejada por los espejos en cada colector	730,1	kW
$P_{\text{absorbida}}$: Potencia absorbida por el fluido caloportador en el interior del tubo absorbedor, en cada colector	357,8	kW
$A_{\text{ext-tubo}}$: Área exterior del tubo absorbedor	31,16	m ²
$D_{\text{ext-tubo}}$: Diámetro exterior del tubo absorbedor	0,07	m
q'' : Flujo de calor por unidad de área del tubo absorbedor	11,48	kW/m ²
L_{nec} : longitud de tubo absorbedor / colector necesaria para elevar la temperatura del DOWTHERM-Q hasta los 200°C	273,3	m

En Ferrol, a diciembre de 2018



Fdo.: Mario Castro Suárez



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



Escola Politécnica Superior

**TRABAJO FIN DE GRADO
CURSO 2018/19**

*PLANTA DE POTENCIA ORC CON FUENTE DE
ENERGÍA RENOVABLE*

Grado en Ingeniería Mecánica

Anejo III

CÁLCULOS Y PARÁMETROS DE LAS BOMBAS

Índice

1.	Cálculos a realizar.....	4
1.1.	Caudal a impulsar por la bomba.....	4
1.2.	Trabajo específico a realizar por la bomba.....	4
1.2.1.	Diferencia de altura Δz	4
1.2.2.	Término de la variación de presión ΔP	4
1.2.3.	Término de las pérdidas de carga ΔP_f	5
1.3.	Potencia a desarrollar por la bomba.....	5
1.4.	Carga	5
1.5.	Rendimiento isoentrópico de la bomba	5
2.	Parámetros de las bombas.....	7
2.1.	Bomba del circuito de potencia	7
2.1.1.	Resultados	7
2.1.2.	Bomba seleccionada.....	7
2.1.3.	Curvas características y rendimiento de la bomba	7
2.1.4.	Comprobación de la ANPA	10
2.2.	Bomba del circuito del campo solar	11
2.2.1.	Resultados	11
2.2.2.	Bomba seleccionada.....	11
2.2.3.	Curvas características y rendimiento de la bomba	11
2.2.4.	Comprobación de la ANPA	13
2.3.	Bomba del circuito de agua de refrigeración	13
2.3.1.	Resultados	14
2.3.2.	Bomba seleccionada.....	14
2.3.3.	Curvas características y rendimiento de la bomba	14
2.3.4.	Comprobación de la ANPA	16

1. CÁLCULOS A REALIZAR

1.1. Caudal a impulsar por la bomba

El caudal Q ($\frac{m^3}{h}$) lo vamos a obtener a partir del caudal másico \dot{m} ($\frac{kg}{s}$) que lo podemos sacar del Balance de materia para cada uno de los circuitos.

Para obtener el Q podemos utilizar la siguiente ecuación (1):

$$Q = \frac{3600 \cdot \dot{m}}{\rho} \quad (1)$$

Donde:

- Q es el caudal, en $\frac{m^3}{h}$
- 3600 es un factor para pasar de s a h
- \dot{m} es el caudal másico del circuito en $\frac{kg}{s}$
- ρ es la densidad del fluido en el punto donde colocaremos la bomba $\frac{kg}{m^3}$

1.2. Trabajo específico a realizar por la bomba

La ecuación utilizada para obtener el trabajo por unidad de masa que tiene que aportar la bomba es la siguiente (2):

$$w_{bomba} = \Delta z \cdot g + \frac{\Delta P}{\rho} + \frac{\Delta P_f}{\rho} \quad (2)$$

Donde:

- w_{bomba} es el trabajo específico de la bomba ($\frac{J}{kg}$)
- Δz es la diferencia de alturas que ha de vencer el fluido en el circuito (m)
- g es la aceleración de la gravedad ($\frac{m}{s^2}$)
- ΔP es la diferencia de presiones entre la entrada y la salida de la bomba (Pa)
- ΔP_f son las pérdidas de carga a lo largo del circuito en tuberías e intercambiadores de calor (Pa)
- ρ es la densidad del fluido en el punto donde colocaremos la bomba ($\frac{kg}{m^3}$)

1.2.1. Diferencia de altura □□

La diferencia de altura será estimada para cada circuito en función de las necesidades del mismo y de la altura de los componentes.

1.2.2. Término de la variación de presión □□

La variación de presión es la diferencia entre la presión que tendremos a la entrada de la bomba y la necesaria a su salida.

1.2.3. Término de las pérdidas de carga ΔP_f

Las pérdidas de carga de las tuberías están en el Anejo VII: *Cálculos de las tuberías*, mientras que las pérdidas de carga de los intercambiadores de calor las obtengo del Trabajo de Fin de Grado de Sergio García Palmeiro, *Diseño ingenieril y mecánico de intercambiadores de calor en planta de producción de potencia ORC*, año 2018.

1.3. Potencia a desarrollar por la bomba

La potencia de la bomba la podemos obtener a partir de la siguiente ecuación (3):

$$\dot{W}_{bomba} = w_{bomba} \cdot \dot{m} \quad (3)$$

Donde:

- \dot{W}_{bomba} es la potencia de la bomba (kW)
- w_{bomba} es el trabajo específico de la bomba ($\frac{kJ}{kg}$)
- \dot{m} es el caudal másico ($\frac{kg}{s}$)

1.4. Carga

La carga aportada por la bomba. La calculamos con la siguiente ecuación (4):

$$H = \frac{w_{bomba}}{g} \quad (4)$$

Donde:

- H es la carga de la bomba (m)
- w_{bomba} es la potencia específica de la bomba ($\frac{J}{kg}$)
- g es la aceleración de la gravedad ($\frac{m}{s^2}$)

1.5. Rendimiento isoentrópico de la bomba

El rendimiento isoentrópico de cada bomba lo podremos calcular a partir de la siguiente ecuación (5):

$$\eta_s = \frac{\dot{W}_{bomba}}{\dot{W}_{real\ bomba}} \quad (5)$$

Donde:

- η es el rendimiento (en tanto por 1) de la bomba
- \dot{W}_{bomba} es la potencia teórica consumida por la bomba, calculada antes (kW)
- $\dot{W}_{real\ bomba}$ es la potencia realmente consumida por la bomba, obtenida de la documentación de la bomba (kW)

2. PARÁMETROS DE LAS BOMBAS

En este capítulo vamos a aportar los resultados de los cálculos a realizar indicados en el anterior, para posteriormente seleccionar una bomba del mercado y comprobar que cumple con los requisitos de la instalación.

2.1. Bomba del circuito de potencia

Será la bomba que actúe sobre el isobutano en el circuito de potencia. La bomba estará colocada entre las líneas 4 y 5 de nuestra planta (véase plano nº2 en Documento Planos).

2.1.1. Resultados

Tabla 1: Cálculos de la bomba necesaria en el circuito de potencia.


Variable	Valor	Unidad
\dot{m} : Caudal másico de isobutano	14,07	kg/s
ρ_4 : Densidad del isobutano a la entrada de la bomba (línea 4)	548,7	kg/m ³
Q_4 : Caudal de isobutano a la entrada de la bomba (línea 4)	92,3	m ³ /h
g : Valor de la aceleración de la gravedad	9,81	m/s ²
Δz : Diferencia de alturas a vencer por el fluido en el circuito	0	m
ΔP : Diferencia de presión entre la entrada y la salida de la bomba	2660,05	kPa
H : Carga	495,4	m
\dot{W}_{bomba} : potencia de la bomba	68,38	kW

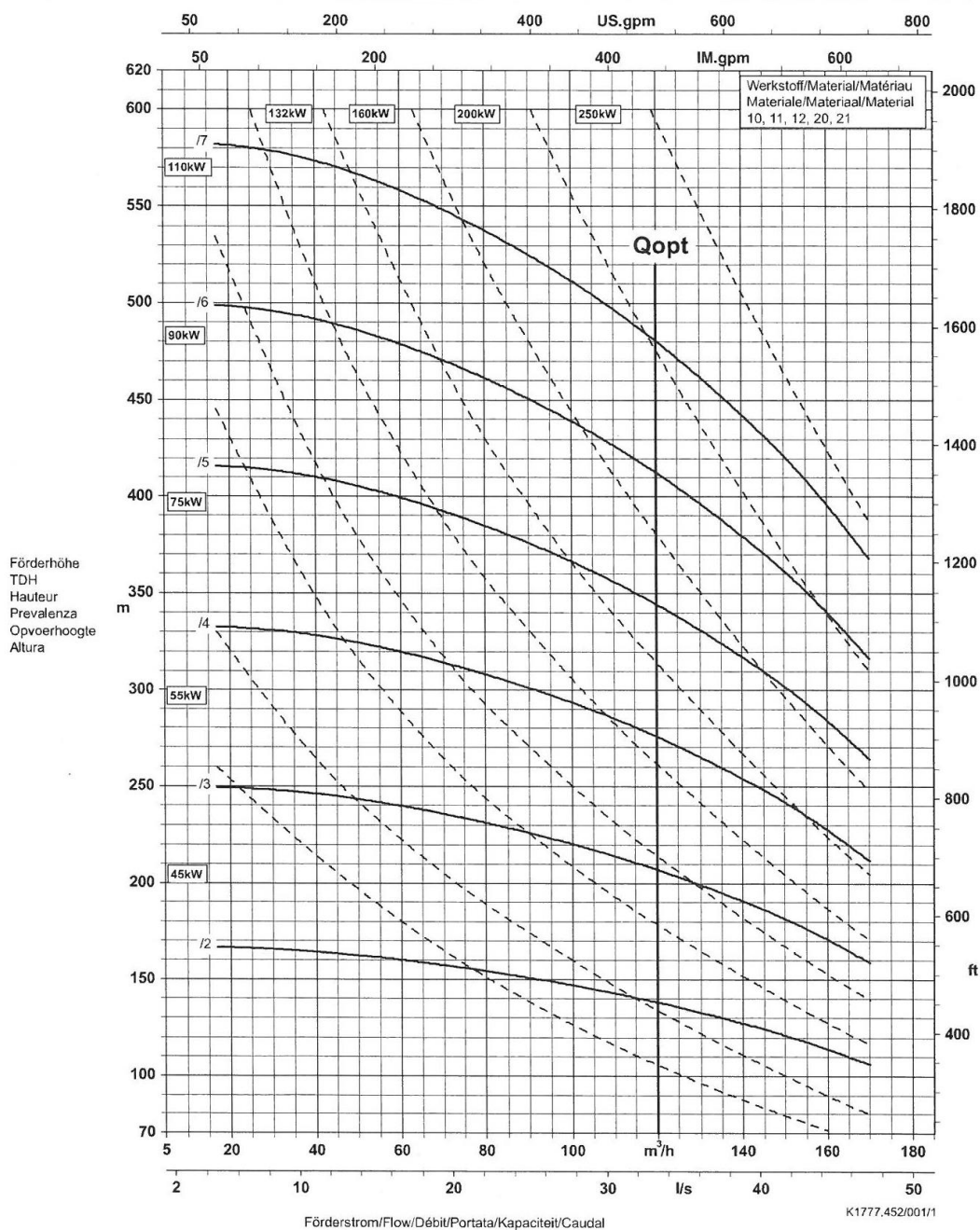
2.1.2. Bomba seleccionada

Para el circuito de potencia, hemos decidido utilizar la bomba Multitec 100 7.1/7 (7 etapas), de la marca KSB. Esta es una bomba multietapa con diámetros de rodete (habrá 7) en torno a 241 mm, que serán variados por el fabricante para adecuar la carga H al punto de funcionamiento requerido. Cabe destacar que es una bomba ATEX, es decir, preparada para trabajar con atmósferas explosivas, por lo que garantiza que no hay entrada de oxígeno.

2.1.3. Curvas características y rendimiento de la bomba


Baureihe-Größe Type-Size Modèle Multitec 100 7.1 JL1040/CC480K-GS	Tipo Serie Tipo	Nennzahl Nom. speed Vitesse nom. 2900 1/min	Velocità di rotazione nom. Nominaal toerental Revoluciones nom.	Lauf- Impeller Dia. Diamètre de roue	ø Girante ø Waaijer ø Rodete
Projekt Project Projet	Progetto Projekt Proyecto	Angebots-Nr. Project No. No. de l'offre	Offerta-No. Offerenr. Offerta-No.	Pos.-Nr. Item No. No. de pos.	Pos.-Nr. Positiën. Pos.-Nr.


 Division Pompes Industrie et Eau
 KSB S. A.
 Allée de Sagan - B.P. 189
 35004 Châteauroux



Laufraustrittsbreite/Impeller outlet width/Largeur à la sortie de la roue 14,0 mm
Luce della girante/Waaijer uitredebreedte/Anchura de salida rodete 14,0 mm

Figura 1. Curvas características de la bomba del circuito de isobutano (1)

Baureihe-Größe Type-Size Modèle	Tipo Serie Tipo	Nennrehzahl Nom. speed Vitesse nom.	Velocità di rotazione nom. Nominaal toerental Revolutions nom.	Laufrad-ø Impeller Dia. Diamètre de roue	ø Girante ø Waaier ø Rodete	 Division Pompes Industrie et Eau KSB S. A. Allée de Sagan - B.P. 189 36004 Châteauroux
Multitec 100 7.1 JL1040/CC480K-GS		2900 1/min				
Projekt Project Projet	Progetto Projekt Proyecto	Angebots-Nr. Project No. No. de l'offre	Offerta-No. Offertenr. Offerta-No.	Pos.-Nr. Item No. No. de pos.	Pos.-Nr. Positionr. Pos.-Nr.	

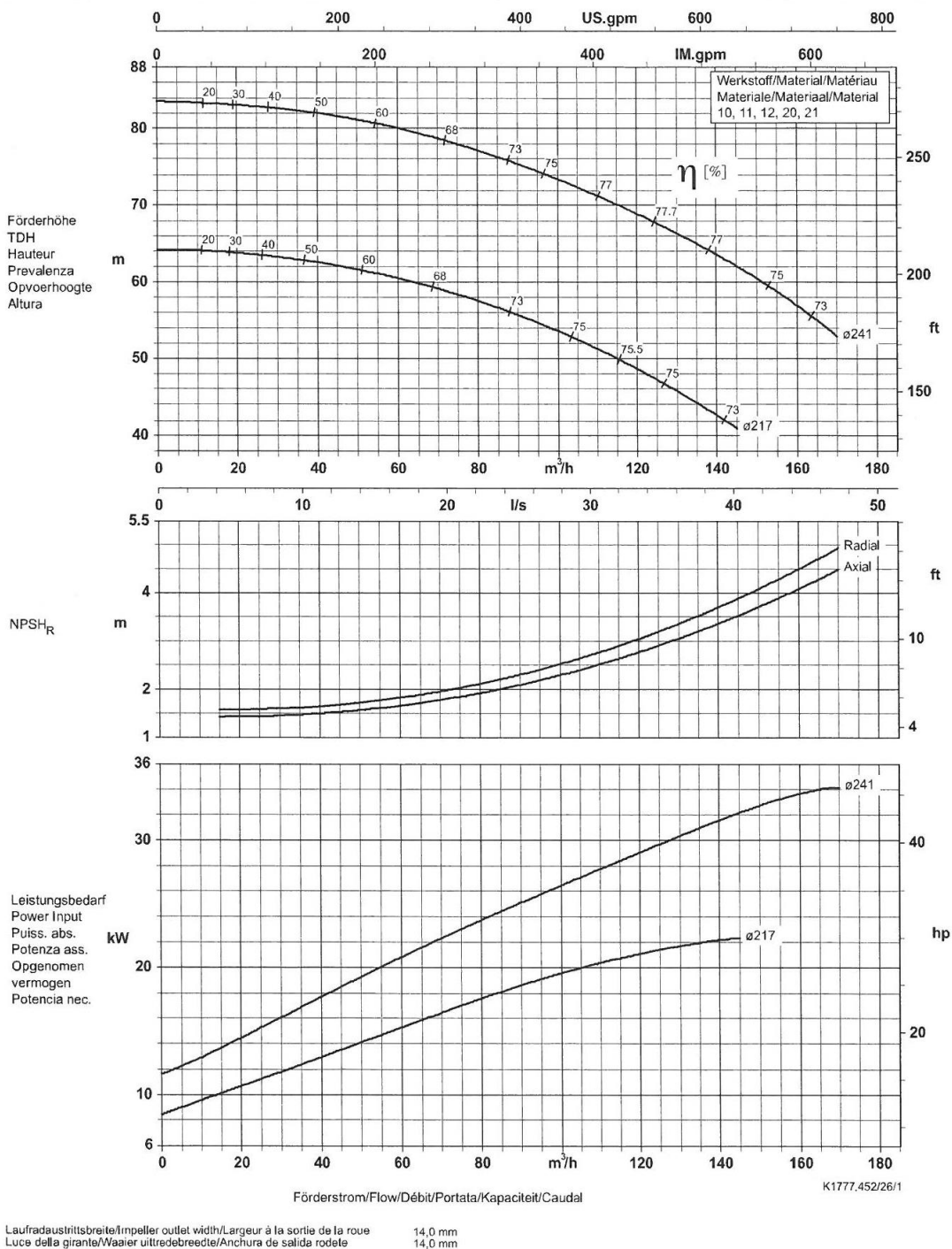


Figura 2. Curvas características de la bomba del circuito de isobutano (2)

A partir de estas curvas características de la bomba podemos ya obtener el rendimiento de la bomba, indicado en la tabla 2:

Tabla 2: Cálculos del rendimiento de la bomba del circuito de potencia.

Variable	Valor	Unidad
\dot{W}_{bomba} : potencia de la bomba	68,38	kW
$\dot{W}_{real\ bomba}$: potencia consumida por la bomba	89,8	kW
η : rendimiento de la bomba	75%	-

2.1.4. Comprobación de la ANPA

A continuación se adjuntan los valores para calcular la ANPA disponible y el resultado de esta. También se incluye en la tabla el valor de la ANPA requerida para así poder comparar posteriormente.

Tabla 3: Cálculos de la ANPA disponible en el circuito de potencia.

Variable	Valor	Unidad
P_4 : Presión absoluta a la entrada de la bomba (línea 4)	379,95	kPa
ρ_4 : Densidad del isobutano a la entrada de la bomba (línea 4)	548,7	kg/m ³
H : Altura geométrica de aspiración (negativa: a vencer)	1	m
g : Valor de la aceleración de la gravedad	9,81	m/s ²
ΔP_f : Pérdidas de carga a lo largo del circuito en tuberías e intercambiadores de calor	3,82	kPa
T : Temperatura del líquido a la entrada de la bomba (línea 4)	25,93	°C
P_v : Presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo	360	kPa
$ANPA_D$	4	m
$ANPA_R$	1,6	m

La temperatura de bombeo es necesaria para calcular la presión de vapor del isobutano(P_v), para lo que hemos utilizado las librerías del software EES.

Como podemos comprobar, se cumple que $ANPA_D > ANPA_R$, por lo que aseguramos que no se producirá el fenómeno de cavitación en nuestra bomba.

Cabe destacar que hemos tomado la decisión de que el grupo bomba del circuito de potencia debe estar un metro por debajo del condensador (cavando un pequeño foso si fuese necesario) para ganar en ANPA disponible (en el término de la altura geométrica de aspiración) y obtener un margen que nos permita estar tranquilos con respecto al problema de la cavitación.

2.2. Bomba del circuito del campo solar

Es la bomba que actúa sobre el DOWTHERM-Q en el circuito del campo solar. El grupo bomba se encuentra entre las líneas 10 y 11 de nuestra planta de potencia (véase plano nº2 del Documento Planos).

2.2.1. Resultados

Tabla 4: Cálculos de la bomba necesaria en el circuito del campo solar.

Variable	Valor	Unidad
\dot{m} : Caudal másico de DOWTHERM-Q	53,7	kg/s
ρ_{10} : Densidad del DOWTHERM-Q a la entrada de la bomba (línea 10)	873,5	kg/m ³
Q_{10} : Caudal de DOWTHERM-Q a la entrada de la bomba (línea 10)	221,32	m ³ /h
g : Valor de la aceleración de la gravedad	9,81	m/s ²
Δz : Diferencia de alturas a vencer por el fluido en el circuito	0	m
ΔP : Diferencia de presiones entre la entrada y la salida de la bomba	288	kPa
H : Carga	73,02	m
\dot{W}_{bomba} : potencia de la bomba	38,47	kW

2.2.2. Bomba seleccionada

Para el bombeo del fluido térmico (DOWTHERM-Q) por el campo solar, se ha seleccionado la bomba Etanorm 100-080-250, de la marca KSB. Escogeremos el modelo con el rodete de 256 mm de diámetro, y que trabajará a 2900 revoluciones por minuto.

2.2.3. Curvas características y rendimiento de la bomba



Centrifugal Pumps with Shaft Seal
Standardised Water Pump / Thermal Oil and Hot Water Pump

Etanorm 100-080-250, $n = 2900$ rpm

Etanorm SYT, Etanorm V, Etabloc

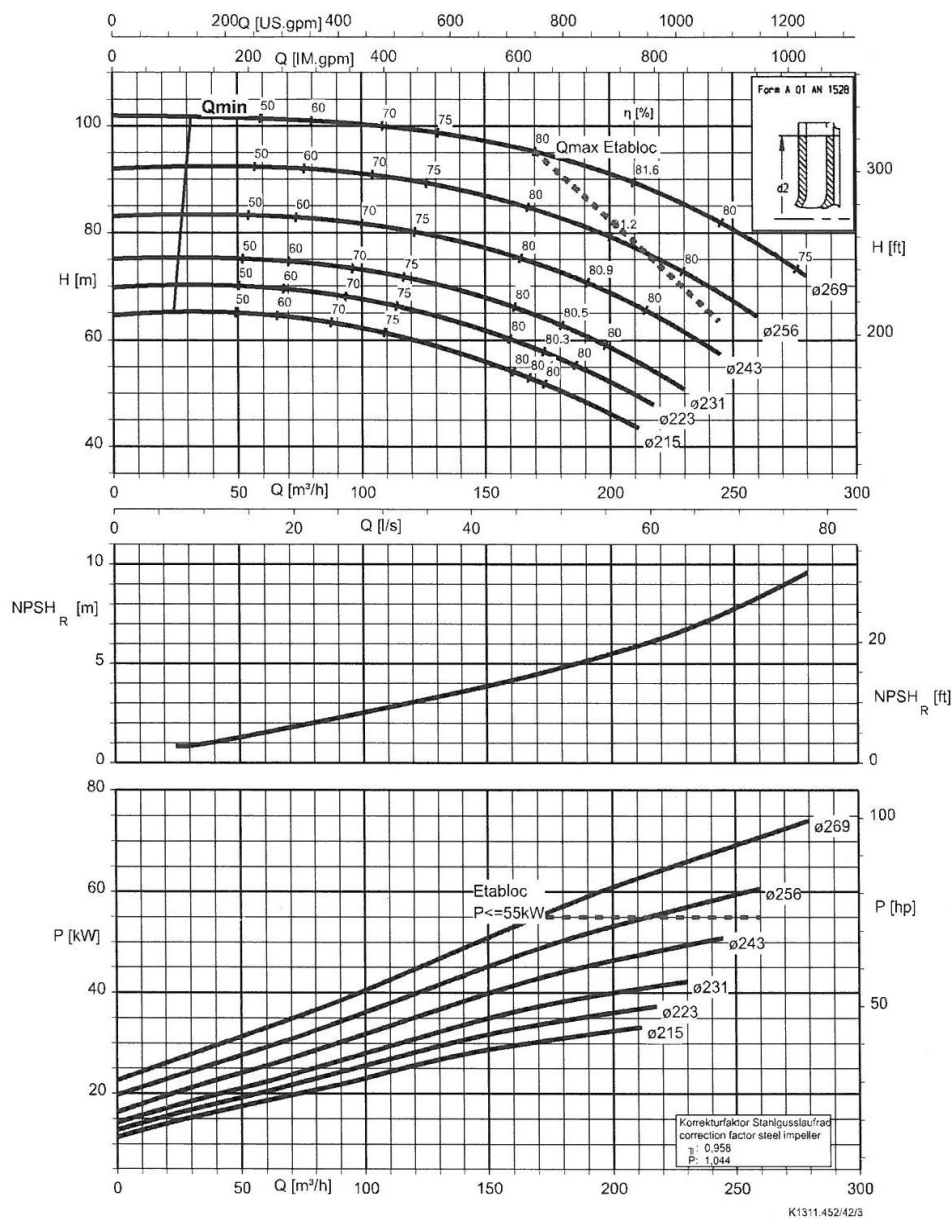


Figura 31: Curvas características de la bomba del circuito de DOWTHERM-Q

A partir de estas curvas características de la bomba podemos ya obtener el rendimiento de la bomba, indicado en la tabla 5:

Tabla 5: Cálculos del rendimiento de la bomba del circuito del campo solar.

Variable	Valor	Unidad
\dot{W}_{bomba} : potencia teórica de la bomba	38,47	kW
$\dot{W}_{real\ bomba}$: potencia realmente consumida por la bomba, obtenida de la documentación de la bomba	56	kW
η : rendimiento de la bomba	68,79%	-

2.2.4. Comprobación de la ANPA

A continuación se adjuntan los valores necesarios para calcular la ANPA disponible y el resultado de esta. También se incluye en la tabla el valor de la ANPA requerida para así poder comparar posteriormente.

Tabla 6: Cálculos de la ANPA disponible en el circuito del campo solar.

Variable	Valor	Unidad
P_{10} : Presión absoluta a la entrada de la bomba (línea 10)	263,9	kPa
ρ_{10} : Densidad del DOWTHERM-Q a la entrada de la bomba (línea 10)	873,5	kg/m ³
H : Altura geométrica de aspiración (negativa: a vencer)	4	m
g : Valor de la aceleración de la gravedad	9,81	m/s ²
ΔP_f : Pérdidas de carga a lo largo del circuito en tuberías e intercambiadores de calor	52	kPa
T : Temperatura del líquido a la entrada de la bomba (línea 10)	141,5	°C
P_v : Presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo	3,175	kPa
$ANPA_D$	28,39	m
$ANPA_R$	6,3	m

La temperatura de bombeo es necesaria para calcular la presión de vapor del DOWTHERM-Q (P_v), para lo que hemos utilizado las librerías del software EES.

Como podemos comprobar, se cumple que $ANPA_D > ANPA_R$, por lo que aseguramos que no se producirá el fenómeno de cavitación en nuestra bomba.

2.3. Bomba del circuito de agua de refrigeración

Seguidamente se presentan los datos de cada uno de los grupos bomba que actúan a la salida de las torres de refrigeración en el circuito del agua de refrigeración. Uno de los grupos bomba (cada uno dos bombas en paralelo, con solo una en funcionamiento) estará situado entre las líneas 42 y 43, y el otro entre las líneas 45 y 46 (véase plano nº2 en Documento Planos).

Para los cálculos del siguiente apartado, vamos a considerar la bomba que se encuentra entre las líneas 42 y 43, teniendo en cuenta que la otra trabajará exactamente en las mismas condiciones, y que el consumo de energía total será el doble por lo tanto.

Cabe citar que no vamos a utilizar bombas para el agua de reposición, ya que el depósito de esta se encontrará a una cota mayor con respecto al punto donde es necesario descargarla.

2.3.1. *Resultados*

Tabla 7: Cálculos de la bomba necesaria en el circuito del agua de refrigeración.

Variable	Valor	Unidad
\dot{m} : Caudal másico de agua	66,05	kg/s
ρ_{42} : Densidad del agua a la entrada de la bomba (línea 42)	996	kg/m ³
Q_{42} : Caudal de agua a la entrada de la bomba (línea 42)	238,73	m ³ /h
g : Valor de la aceleración de la gravedad	9,81	m/s ²
Δz : Diferencia de alturas a vencer por el fluido en el circuito	4,7	m
ΔP : Diferencia de presiones entre la entrada y la salida de la bomba	198,675	kPa
H : Carga	28,03	m
\dot{W}_{bomba} : potencia de la bomba	18,16	kW

2.3.2. *Bomba seleccionada*

Para el bombeo del agua de refrigeración, se ha seleccionado la bomba Etanorm 100-080-160, de la marca KSB. Esta bomba centrífuga con cierre del eje funcionará a 2900 revoluciones por minuto, y contará con un rodete de 174 mm del tipo A01.

2.3.3. *Curvas características y rendimiento de la bomba*



Centrifugal Pumps with Shaft Seal
Standardised Water Pump / Thermal Oil and Hot Water Pump

Etanorm 100-080-160, $n = 2900$ rpm

Etanorm SYT, Etanorm V, Etabloc, Etabloc SYT

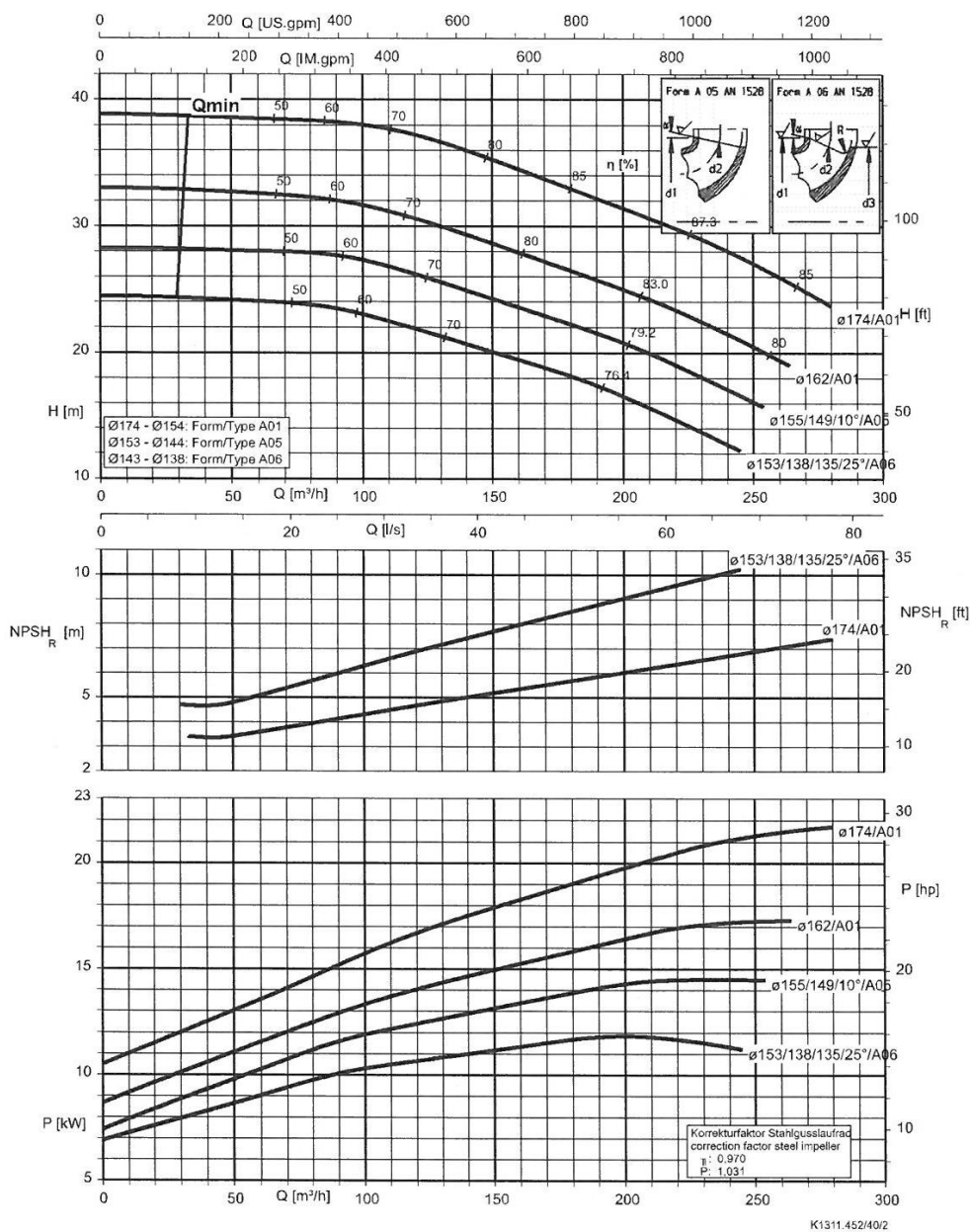


Figura 4. Curvas características de la bomba del circuito de agua de refrigeración

A partir de estas curvas características de la bomba podemos ya obtener el rendimiento de la bomba, indicado en la tabla 8:

Tabla 8: Cálculos del rendimiento de la bomba del circuito de refrigeración.

Variable	Valor	Unidad
\dot{W}_{bomba} : potencia teórica de la bomba	18,16	kW
$\dot{W}_{real\ bomba}$: potencia realmente consumida por la bomba, obtenida de la documentación de la bomba	21	kW
η : rendimiento de la bomba	86,5%	-

2.3.4. Comprobación de la ANPA

A continuación se adjuntan los valores necesarios para calcular la ANPA disponible y el resultado de esta. También se incluye en la tabla el valor de la ANPA requerida para así poder comparar posteriormente.

Tabla 9: Cálculos de la ANPA disponible en el circuito de refrigeración.

Variable	Valor	Unidad
P_{42} : Presión absoluta a la entrada de la bomba (línea 42)	101,3	kPa
ρ_{42} : Densidad del agua a la entrada de la bomba (línea 42)	996	kg/m ³
H : Altura geométrica de aspiración (negativa: a vencer)	0	m
g : Valor de la aceleración de la gravedad	9,81	m/s ²
ΔP_f : Pérdidas de carga a lo largo del circuito en tuberías e intercambiadores de calor	$\cong 0$	kPa
T : Temperatura del líquido a la entrada de la bomba (línea 42)	29	°C
P_v : Presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo	4,01	kPa
$ANPA_D$	9,97	m
$ANPA_R$	6,5	m

La temperatura de bombeo es necesaria para calcular la presión de vapor del agua (P_v), para lo que hemos utilizado las librerías del software EES.

Las pérdidas de carga en este circuito son tan pequeñas que las podemos despreciar.

Como podemos comprobar, se cumple que $ANPA_D > ANPA_R$, por lo que aseguramos que no se producirá el fenómeno de cavitación en nuestra bomba.

En Ferrol, a diciembre de 2018



Fdo.: Mario Castro Suárez



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



Escola Politécnica Superior

**TRABAJO FIN DE GRADO
CURSO 2018/19**

*PLANTA DE POTENCIA ORC CON FUENTE DE
ENERGÍA RENOVABLE*

Grado en Ingeniería Mecánica

Anejo IV

ELECCIÓN Y CARACTERÍSTICAS DEL FLUIDO CALOPORTADOR

1. CRITERIOS DE PARTIDA

Para el campo solar necesitamos un fluido con buenas propiedades de almacenamiento térmico, fluidos apodados como HTF (del inglés Heat Transfer Fluid). Este será el fluido que pase por los espejos parabólicos adquiriendo energía para después transferirla al isobutano en el evaporador.

El agua nunca se utiliza en estas aplicaciones porque para mantenerla en estado líquido a altas temperaturas necesitaríamos elevar mucho la presión, trabajando por lo tanto en condiciones altas de presión y temperatura, lo que es más complejo y peligroso. Por ejemplo, para nuestro caso, en el que el agua alcanzaría temperaturas de 200°C, necesitaríamos una presión de 16 bar para mantenerla en estado líquido. Por este problema siempre se descarta el agua en casos con temperaturas medias y altas.

La finalidad del fluido HTF será transportar en forma de temperatura la radiación que recibe en los colectores hasta el intercambiador primario, donde se busca que ceda la mayor cantidad de calor posible, volviendo a iniciar el circuito del campo solar a la salida del mismo intercambiador pero ya a baja temperatura. Algunas características comunes de los fluidos HTF son el elevado calor específico y la baja viscosidad, que permita que fluya bien por las cañerías.

En nuestro caso alcanzaremos unas temperaturas de 200°C en nuestro fluido térmico, siendo el mínimo el de la temperatura ambiente del lugar de la instalación (alcanzado en las paradas de la planta), que consideraremos alrededor de 0°C para quedarnos del lado de la seguridad. Necesitamos por lo tanto un fluido HTF con un rango de temperaturas de utilización que englobe al rango anterior.

2. SELECCIÓN DE NUESTRO FLUIDO HTF

Para la elección, primero hemos realizado un proceso de preselección en el que escogemos varios fluidos térmicos que nos pudieran servir, atendiendo a los siguientes criterios: líquido para las distintas presiones y temperaturas a las que podrá ser sometido, teniendo en cuenta que no se alcance la temperatura de fusión en momentos de parada; que no se alcance la temperatura de degradación, para evitar que aparezca la descomposición del fluido orgánico; y que sea un fluido que aparezca en el software EES, que ha sido la herramienta principal de trabajo de este proyecto, para así poder obtener fácilmente todas sus propiedades y verificar su validez.

Uno de los HTF más conocidos de la marca DOW es el DOWTHERM-A, ya que tiene muy buenas propiedades de calor específico y viscosidad. El problema es hemos tenido que descartarlo para nuestra planta porque su punto de congelación está en los 12°C y el mínimo de su rango de utilización está en los 15°C.

Luego de desechar alguna opción más de la preselección, nos hemos quedado para nuestra elección final con el DOWTHERM Q y el DOWTHERM MX. Vamos a decantarnos por el DOWTHERM-Q, un HTF sintético orgánico (mezcla de difeniletano y alquilatos aromáticos) de la marca DOWTHERM, cuyo rango de temperaturas recomendado va desde los -35°C hasta los 330°C.

La elección del DOWTHERM-Q es debido a que es apreciablemente menos viscoso que el DOWTHERM-MX, pese a que este último presente unas propiedades ligeramente más favorables de conductividad térmica, como se puede apreciar en la siguiente tabla (1). Además de cumplir con los requisitos técnicos para nuestras condiciones, el DOWTHERM Q tiene la ventaja de que responde muy bien al bombeo a baja temperatura, lo cual será nuestro caso, ya que las bombas de impulsión del circuito solar están aguas abajo del intercambiador de calor, del cual el HTF sale a baja temperatura.

Tabla 1: Propiedades de comparación del DOWTHERM-MX y el DOWTHERM-Q

Variable	Valor	Unidad
K_{MX} : Conductividad térmica del DOWTHERM-MX	0,104	W/m-K
K_Q : Conductividad térmica del DOWTHERM-Q	0,0967	W/m-K
c_{MX} : Calor específico del DOWTHERM-MX	2,195	kJ/kg-K
c_Q : Calor específico del DOWTHERM-Q	2,208	kJ/kg-K
μ_{MX} : Viscosidad dinámica del DOWTHERM-MX	$0,55 \cdot 10^{-3}$	kg/m-s
μ_Q : Viscosidad dinámica del DOWTHERM-Q	$0,31 \cdot 10^{-3}$	kg/m-s

A continuación se adjuntan las tres páginas de la Safety Data Sheet del DOWTHERM-Q, donde podemos consultar cualquier duda acerca de este fluido HTF:



Technical Data Sheet

DOWTHERM™ Q

Product Type Synthetic organic heat transfer fluid

Applications

- Used as an alternative to hot oils in liquid-phase heat transfer applications

Recommended Use Temperature Range -35°C (-30°F) to 330°C (625°F)

Description DOWTHERM™ Q heat transfer fluid contains a mixture of diphenylethane and alkylated aromatics. Compared to hot oils, it exhibits better thermal stability, particularly at the upper end of hot oil's use range, and significantly better low-temperature pumpability.

Typical Properties†

Composition Mixture of diphenylethane and alkylated aromatics		
Color	Clear to light yellow	
Property	SI Units	English Units
Temperature Range	-35° to 330°C	-30 to 625°F
Atmospheric Reflux Boiling Point	267°C	513°F
Flash Point ¹	120°C	249°F
Fire Point ²	124°C	255°F
Autoignition Temperature ³	412°C	773°F
Film Coefficient, W/m ² K (Btu/hr. ft. ² °F) ⁴	295	563
Flammability Limits of Vapor in Air:		
Upper Flammability Limit, 5.5 Vol. % in Air	190°C	375°F
Lower Flammability Limit, 0.55 Vol. % in Air	135°C	275°F
Estimated Critical Temperature	489°C	912°F
Estimated Critical Pressure	24 bar	23.7 atm
Estimated Critical Volume	3.258 L/kg	0.0522 ft. ³ /lb.
Molecular Weight (average)		190

†Not to be construed as specifications.

¹Closed cup

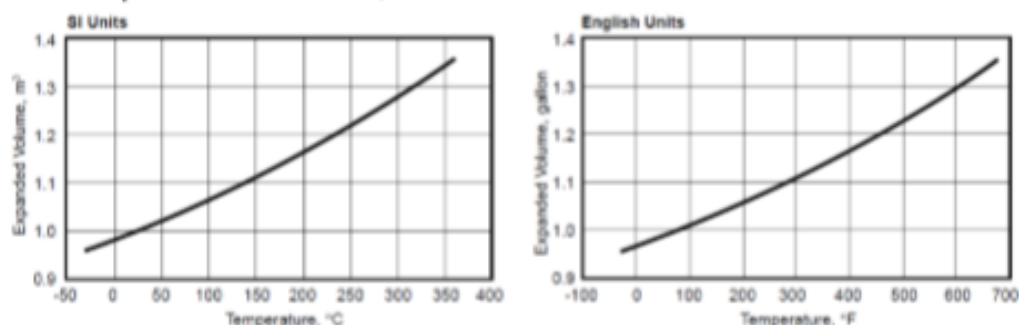
²C.O.C.

³ASTM E659-78

⁴Design conditions: 550°F, V=8 ft./sec., D=1"

Figura 1. Página 1/3 de la Safety Data Sheet del Dowtherm-Q

Thermal Expansion of DOWTHERM Q Fluid



Saturation Liquid Properties of DOWTHERM™ Q Fluid (English Units)

Temperature °F	Specific Heat Btu/(lb.)(°F)	Density lb./ft. ³	Thermal Conductivity Btu/hr. ft. ² (°F/ft.)	Viscosity (cP)	Vapor Pressure (psia)
-30	0.353	62.84	0.0741	29.0	
0	0.366	62.05	0.0730	14.7	
50	0.387	60.74	0.0712	5.42	
100	0.409	59.43	0.0693	2.50	
150	0.429	58.12	0.0672	1.38	0.01
200	0.450	56.81	0.0650	0.88	0.03
250	0.471	55.50	0.0627	0.61	0.14
300	0.491	54.18	0.0604	0.46	0.45
350	0.511	52.87	0.0580	0.36	1.22
400	0.531	51.56	0.0555	0.30	2.88
450	0.551	50.25	0.0530	0.25	6.09
500	0.570	48.94	0.0505	0.22	11.73
550	0.589	47.63	0.0480	0.20	20.93
600	0.609	46.32	0.0455	0.18	35.05
630	0.620	45.53	0.0440	0.17	46.51

Saturation Liquid Properties of DOWTHERM™ G Fluid (SI Units)

Temperature °C	Specific Heat kJ/kg K	Density kg/m ³	Thermal Conductivity W/m K	Viscosity mPa·s	Vapor Pressure (bar)
-35	1.478	1011.4	0.1280	46.60	
0	1.589	980.5	0.1244	7.56	
40	1.716	950.2	0.1195	2.37	
80	1.842	920.0	0.1143	1.07	
120	1.966	889.8	0.1087	0.62	0.01
160	2.088	859.5	0.1028	0.41	0.05
200	2.208	829.3	0.0967	0.31	0.17
240	2.327	799.0	0.0905	0.24	0.51
280	2.444	768.8	0.0843	0.20	1.24
320	2.559	738.6	0.0780	0.17	2.61
360	2.672	708.3	0.0719	0.15	4.95

Figura 2. Página 2/3 de la Safety Data Sheet del Dowtherm-Q

Product Stewardship

The Dow Chemical Company and its subsidiaries ("Dow") has a fundamental concern for all who make, distribute, and use its products, and for the environment in which we live. This concern is the basis for our Product Stewardship philosophy by which we assess the safety, health, and environmental information on our products and then take appropriate steps to protect employee and public health and our environment. The success of our Product Stewardship program rests with each and every individual involved with Dow products—from the initial concept and research, to manufacture, use, sale, disposal, and recycle of each product.

Safety Considerations

Material Safety Data (MSD) sheets are available from The Dow Chemical Company. MSD sheets are provided to help customers satisfy their own handling, safety and disposal needs and those that may be required by locally applicable health and safety regulations. MSD sheets are updated regularly, therefore, please request and review the most current MSD sheet before handling or using any product. These are available from the nearest Dow sales office.

Customer Notice

Dow encourages its customers to review their application of Dow products from the standpoint of human health and environmental quality. To help ensure that Dow products are not used in ways for which they were not intended or tested, Dow personnel will assist customers in dealing with ecological and products safety. Your Dow sales representative can arrange the proper contacts.

Contact information:

For more information about this product please call The Dow Chemical Company.

North America: +1 (800) 447-4369
Latin America: +55 (115) 184-8722
Europe: +3 (111) 567-2626
Asia/Pacific: +6 (037) 965-5392
<http://www.dowtherm.com>

NOTICE: No freedom from infringement of any patent owned by Dow or others is to be inferred. Because use conditions and applicable laws may differ from one location to another and may change with time, Customer is responsible for determining whether products and the information in this document are appropriate for Customer's use and for ensuring that Customer's workplace and disposal practices are in compliance with applicable laws and other government enactments. The product shown in this literature may not be available for sale and/or available in all geographies where Dow is represented. The claims made may not have been approved for use in all countries. Dow assumes no obligation or liability for the information in this document. References to "Dow" or the "Company" mean the Dow legal entity selling the products to Customer unless otherwise expressly noted. NO WARRANTIES ARE GIVEN; ALL IMPLIED WARRANTIES OF MERCHANTABILITY OR FITNESS FOR A PARTICULAR PURPOSE ARE EXPRESSLY EXCLUDED.



Figura 3. Página 3/3 de la Safety Data Sheet del Dowtherm-Q

En Ferrol, a diciembre de 2018

A handwritten signature in black ink, appearing to read "Mario Castro Suárez".

Fdo.: Mario Castro Suárez



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



Escola Politécnica Superior

**TRABAJO FIN DE GRADO
CURSO 2018/19**

*PLANTA DE POTENCIA ORC CON FUENTE DE
ENERGÍA RENOVABLE*

Grado en Ingeniería Mecánica

Anejo V

CÁLCULOS Y PARÁMETROS DE LAS TORRES DE REFRIGERACIÓN

Índice

1.	Criterios de partida.....	4
1.1.	EES con las condiciones iniciales	4
1.2.	Catálogo de la marca EWK	6
2.	Solución seleccionada.....	8

1. CRITERIOS DE PARTIDA

Primeramente partimos de los datos que obtenemos del ciclo termodinámico de potencia para ver las necesidades que tenemos. A partir de los datos del caudal másico de agua de refrigeración y de sus temperaturas antes y después del condensador buscaremos la torre de refrigeración (TR de ahora en adelante) que se adapte mejor a nuestras necesidades.

Como no vamos a diseñar nuestra propia TR sino que vamos a escoger un modelo comercial que se encuentre a la venta en el mercado, tenemos que estudiar cómo adecuar nuestras necesidades a la TR que escojamos de un catálogo.

1.1. EES con las condiciones iniciales

Seguidamente se adjunta el código de EES de las condiciones iniciales en nuestro circuito de refrigeración:

```
Presión atmosférica

p_b = 101 [kPa]

Condiciones de partida

T_1 = 35 [°C]
T_b1 = 24 [°C]
T_2 = 31 [°C]
fi_2 = 1
T_a3 = 38 [°C]
Q_c = 4968 [kW]
c_p,agua = 4,18
T_a4 = 29 [°C]

estado 1: aire de entrada en la torre de refrigeración

h_1 = h (AIRH2O ; T = T_1 ; B = T_b1 ; P = p_b )
w_1 = w (AIRH2O ; T = T_1 ; B = T_b1 ; P = p_b )

estado 2: aire de salida en la torre de refrigeración

h_2 = h (AIRH2O ; T = T_2 ; R = fi_2 ; P = p_b )
w_2 = w (AIRH2O ; T = T_2 ; R = fi_2 ; P = p_b )
```

Figura 1. Primera parte del código de EES de las condiciones iniciales del circuito de refrigeración

El estado 3 se corresponde con la entrada del agua a refrigerar, el 4 el agua que sale refrigerada de la torre, y el 5 el agua de reposición

$$\dot{m}_{as} \cdot (h_2 - h_1) + \dot{m}_{agua} \cdot c_{p,agua} \cdot (T_{a4} - T_{a3}) + \dot{m}_{rep} \cdot h_f = 0$$

$$h_f = h(\text{Steam}; T = T_{a4}; x = 0)$$

$$\dot{m}_{rep} = \dot{m}_{as} \cdot (w_2 - w_1)$$

$$v_1 = v(\text{AIRH2O}; T = T_1; B = T_{b1}; P = p_b)$$

$$\dot{V}_{as} = \dot{m}_{as} \cdot v_1$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{agua} \cdot c_{p,agua} \cdot (T_{a3} - T_{a4})$$

SOLUTION

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

$$c_{p,agua} = 4,18 \text{ [kJ/kg-K]}$$

$$h_2 = 105,3 \text{ [kJ/kg]}$$

$$\dot{m}_{as} = 141,1 \text{ [kg/s]}$$

$$\dot{Q}_c = 4968 \text{ [kW]}$$

$$T_{a3} = 38 \text{ [°C]}$$

$$v_1 = 0,8959 \text{ [m3/kg]}$$

$$fi_2 = 1$$

$$h_f = 121,5 \text{ [kJ/kg]}$$

$$\dot{m}_{rep} = 2,067 \text{ [kg/s]}$$

$$T_1 = 35 \text{ [°C]}$$

$$T_{a4} = 29 \text{ [°C]}$$

$$\dot{V}_{as} = 126,4 \text{ [m3/s]}$$

$$h_1 = 71,85 \text{ [kJ/kg]}$$

$$\dot{m}_{agua} = 132,1 \text{ [kg/s]}$$

$$p_b = 101 \text{ [kPa]}$$

$$T_2 = 31 \text{ [°C]}$$

$$T_{b1} = 24 \text{ [°C]}$$

$$w_1 = 0,0143 \text{ [kg/kg]}$$

Figura 2. Segunda parte del código de EES de las condiciones iniciales del circuito de refrigeración

1.2. Catálogo de la marca EWK

Vamos a escoger una TR de la marca EWK, de las del catálogo que pone “Torres de refrigeración compactas de circuito abierto, pre-montadas en fábrica” dentro de las del tipo de ventilación axial.

- Torre de refrigeración de circuito abierto, con carcasa de PRFV, auto-portante
- Tiro inducido, con forma aerodinámica que ayuda a la conducción del flujo de aire a través del equipo
- Transmisión directa, sin correas ni poleas
- Ventilador axial, equilibrado estática y dinámicamente
- Materiales altamente resistentes a la corrosión y aptos para temperaturas ambientales extremas
- Relleno y separador de gotas **SANIPACKING®** anti-legionella de serie
- Persianas anti-salpicaduras en Polipropileno
- Puertas y ventanas de acceso al interior de la torre para facilitar el mantenimiento y limpieza de todos los elementos internos
- Amplia gama: desde 4 a 500 m³/h
- Opcionales:
 - Escalera y plataforma de acceso al motor-ventilador
 - Silenciador de descarga (para atenuación de ruido de la unidad de ventilación)
 - Mantas acústicas para reducción de ruido de salpicaduras en la bandeja
 - Interruptor de vibraciones para detección de fallos en el equipo de ventilación
 - Termo-Resistencias para protección a bajas temperaturas
 - Variador de frecuencia para optimizar la eficiencia energética
 - Control de niveles (max. y min.) de agua en bandeja



Figura 3: Primera parte catálogo de las TR de EWK



Nuestras ventajas

- Carcasas en PRFV libres de corrosión
- Componentes de alta calidad (motores, ventiladores, rellenos y tubos de distribución)
- Uso de motores eficientes y diseño aerodinámico de la carcasa de poliéster
- Puertas y ventanas de acceso al relleno y separador de gotas
- Componentes anti-legionella **SANIPACKING®**
- Pre-ensamblaje en fábrica. Montaje en obra

Sus beneficios

- Larga vida de los equipos
- Resistencia a todo tipo de ambientes
- Fiabilidad y estabilidad del proceso
- Bajo consumo eléctrico
- Reducción de costes de operación
- Facilidad de control
- Reducción de costes de mantenimiento y limpieza
- Mayor seguridad e higiene, cuidado medioambiental
- Reducción de tiempo de montaje

Figura 4. Segunda parte del catálogo de TR de EWK

Modelo	*Disipación kw	Peso vacío kg	Peso servicio kg	Potencia ventilador kw	Largo mm	Ancho mm	Alto mm
EWK 036	46	51	115	0.37	720	615	1745
EWK 064	103	126	235	0.55	999,5	832	2225
EWK 100	174	164	362	1.1	1300	1030	2641
EWK 144	260	218	490	2.2	1395	1269	2825
EWK 225	407	355	876	3.0	1690	1557	3100
EWK 324	581	466	1103	4.0	1971	1850	3425
EWK 441	785	633	1595	5.5	2330	2150	3459
EWK 680	1234	1016	3347	7.5	3395	2381	4550
EWK 900	1690	1131	3917	11.0	4415	2093	4485
EWK 1260	2192	1940	6516	15.0	4285	3395	4770
EWK 1800	3150	2609	10134	22.0	4605	4300	4805

* Potencia disipada en las siguientes condiciones: Tin: 35,0 °C, Tout: 30,0 °C, Twb: 24,0 °C

Figura 5: Tercera parte del catálogo de TR de EWK

2. SOLUCIÓN SELECCIONADA

De entre todas las turbinas del anterior catálogo, nos quedaremos con el modelo EWK 1800/09.

Según el catálogo de la empresa, la EWK 1800 es capaz de disipar una potencia de 3150 kW, y de refrigerar 150 kg/s de agua si la diferencia de temperaturas entre el agua de la entrada y el de la salida es de 5°C (si refrigeramos el agua desde los 35°C hasta los 30°C). Sin embargo, en nuestro caso tendremos una diferencia de temperaturas de 14°C y no de 5°C (el agua de refrigeración entrará en la torre a 35°C y necesitamos que salga a 21°C). De esta forma, si mantenemos la TR disipando a máxima potencia (3150 kW), para este $\Delta T=14^\circ\text{C}$ el caudal másico de agua que la TR es capaz de refrigerar es de 52 kg/s. En estas condiciones de potencia máxima, cada una de las torres de refrigeración tendrá un caudal másico de aire de 88,2 kg/s, siendo la potencia consumida por el ventilador de 22 kW.

A continuación se adjunta el EES con las condiciones de trabajo que tendrá cada una de las torres de refrigeración EWK 1800/09:

Presión atmosférica

$$p_b = 101 \text{ [kPa]}$$

Condiciones de partida

$$T_1 = 35 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{b1} = 24 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\dot{V}_1 = 79 \text{ [m}^3\text{/s]}$$

$$T_2 = 31 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$f_{i2} = 1$$

$$T_{a3} = 35 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\dot{m}_{\text{agua}} = 52 \text{ [kg/s]}$$

$$c_{p,\text{agua}} = 4,18$$

Estado 1: aire de entrada en la torre de refrigeración

$$v_1 = v(\text{AIRH}_2\text{O}; T = T_1; B = T_{b1}; P = p_b)$$

$$h_1 = h(\text{AIRH}_2\text{O}; T = T_1; B = T_{b1}; P = p_b)$$

$$w_1 = \omega(\text{AIRH}_2\text{O}; T = T_1; B = T_{b1}; P = p_b)$$

Estado 2: aire de salida de la torre de refrigeración

$$h_2 = h(\text{AIRH}_2\text{O}; T = T_2; R = f_{i2}; P = p_b)$$

$$w_2 = \omega(\text{AIRH}_2\text{O}; T = T_2; R = f_{i2}; P = p_b)$$

El estado 3 se corresponde con el agua que entra a la torre, el 4 con el agua que sale refrigerada, y el 5 con el agua de reposición

$$\dot{m}_{as} \cdot (h_2 - h_1) + \dot{m}_{agua} \cdot c_{p,agua} \cdot (T_{a4} - T_{a3}) + \dot{m}_{rep} \cdot h_f = 0$$

$$h_f = h(\text{Steam}; T = T_{a4}; x = 0)$$

$$\dot{m}_{rep} = \dot{m}_{as} \cdot (w_2 - w_1)$$

$$\dot{m}_{as} = \frac{\dot{V}_1}{v_1}$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{agua} \cdot c_{p,agua} \cdot (T_{a3} - T_{a4})$$

SOLUTION

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

$$c_{p,agua} = 4,18 \text{ [kJ/kg-K]}$$

$$h_2 = 105,3 \text{ [kJ/kg]}$$

$$\dot{m}_{as} = 88,18 \text{ [kg/s]}$$

$$\dot{Q}_c = 3060 \text{ [kW]}$$

$$T_{a3} = 35 \text{ [°C]}$$

$$v_1 = 0,8959 \text{ [m}^3\text{/kg]}$$

$$w_2 = 0,02895 \text{ [kg/kg]}$$

$$f_2 = 1$$

$$h_f = 87,69 \text{ [kJ/kg]}$$

$$\dot{m}_{rep} = 1,291 \text{ [kg/s]}$$

$$T_1 = 35 \text{ [°C]}$$

$$T_{a4} = 20,92 \text{ [°C]}$$

$$\dot{V}_1 = 79 \text{ [m}^3\text{/s]}$$

$$h_1 = 71,85 \text{ [kJ/kg]}$$

$$\dot{m}_{agua} = 52 \text{ [kg/s]}$$

$$p_b = 101 \text{ [kPa]}$$

$$T_2 = 31 \text{ [°C]}$$

$$T_{b1} = 24 \text{ [°C]}$$

$$w_1 = 0,0143 \text{ [kg/kg]}$$

Figura 6. Código de EES y resultados de las condiciones de trabajo de cada una de las torres de refrigeración seleccionadas

Hemos sobredimensionado en un 10% la potencia a retirar del agua de refrigeración con respecto a la del condensador ($4968 \text{ kW} \times 1,1 = 5464,8 \text{ kW}$). Para extraer estos $5464,8 \text{ kW}$ vamos a utilizar dos torres de refrigeración EWK 1800/09 en paralelo, ya que la suma de las potencias de disipación y de los caudales máscos de agua que refrigeran son superiores a los necesarios en nuestro caso, calculado todo esto con el EES (el adjuntado encima de este párrafo) Pese a tener que desechar una pequeña porción del caudal máscico de agua refrigerado, la elección de disponer de dos TR el mencionado modelo en paralelo es más que aceptable.

En Ferrol, a diciembre de 2018



Fdo.: Mario Castro Suárez



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



Escola Politécnica Superior

**TRABAJO FIN DE GRADO
CURSO 2018/19**

*PLANTA DE POTENCIA ORC CON FUENTE DE
ENERGÍA RENOVABLE*

Grado en Ingeniería Mecánica

Anejo VI

CÁLCULOS DE LOS DEPÓSITOS DE EXPANSIÓN

Índice

1. CÁLCULOS A REALIZAR	4
1.1. Volumen total necesario en el depósito de expansión.....	4
1.2. Volumen de fluido en tuberías y componentes	4
1.3. Coeficiente de expansión del fluido	5
1.3.1. <i>Coeficiente de presión del gas</i>	<i>5</i>
2. RESULTADOS	7
2.1. Depósito de expansión del circuito de potencia.....	7
2.1.1. <i>Volumen de fluido en tuberías y componentes.....</i>	<i>7</i>
2.1.2. <i>Coeficiente de expansión del fluido.....</i>	<i>9</i>
2.1.3. <i>Coeficiente de presión del gas</i>	<i>9</i>
2.1.4. <i>Volumen total necesario en el depósito.....</i>	<i>9</i>
2.2. Depósito de expansión del circuito del campo solar	10
2.2.1. <i>Volumen de fluido en tuberías y componentes.....</i>	<i>10</i>
2.2.2. <i>Coeficiente de expansión del fluido.....</i>	<i>11</i>
2.2.3. <i>Coeficiente de presión del gas</i>	<i>11</i>
2.2.4. <i>Volumen total necesario en el depósito.....</i>	<i>11</i>
3. SELECCIÓN	12

1. CÁLCULOS A REALIZAR

Para el dimensionamiento de los depósitos de expansión, vamos a seguir la norma UNE 100155:2004, recomendada por el RITE (Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios).

1.1. Volumen total necesario en el depósito de expansión

La ecuación (1) utilizada para calcular el volumen necesario en el depósito de expansión es la siguiente:

$$V_t = V \cdot C_e \cdot C_p \quad (1)$$

Siendo:

- V_t es el volumen total del vaso de expansión (m^3)
- V es el volumen total de fluido en el circuito (m^3)
- C_e , también conocido como β , es el coeficiente de expansión del fluido
- C_p es el coeficiente de presión del gas (aire o nitrógeno, según con qué llenemos el vaso)

1.2. Volumen de fluido en tuberías y componentes

Para conocer el volumen de fluido dentro de las tuberías tenemos que tener bien definidas todas las tuberías que forman el circuito, conociendo su longitud y diámetro interior. La ecuación (2) para calcular el volumen dentro de cada tubería es la siguiente:

$$V = \frac{\pi}{4} \cdot L \cdot D_{int}^2 \quad (2)$$

Donde:

- V es el volumen de fluido en la tubería (m^3)
- L es la longitud de dicha tubería (m)
- D_{int} es el diámetro interior de la tubería (m)

El volumen de fluido contenido en codos y conexiones es tan pequeño que lo vamos a despreciar.

Para calcular el volumen de fluido que tenemos en los intercambiadores, que son del tipo de carcasa y tubos, tenemos que saber previamente qué fluido irá por la carcasa y cual por los tubos.

En el caso del evaporador, tendremos DOWTHERM-Q por los tubos y isobutano por la carcasa.

En el condensador, el isobutano irá también por la carcasa. El agua circulará por los tubos, aunque no necesitaremos calcular el volumen de agua en el condensador porque no tendremos depósito de expansión en el circuito de refrigeración.

En cuanto al regenerador, como es evidente, tendremos isobutano tanto en la carcasa como en los tubos.

Para el cálculo del volumen del fluido en la carcasa utilizaremos la siguiente ecuación (3):

$$Vol_{carcasa} = n^o_{tubos} \cdot Vol_{tubo} \quad (3)$$

Siendo:

- $Vol_{carcasa} = \frac{\pi}{4} \cdot L \cdot D_{int}^2$, siendo L la longitud y D_{int} el diámetro interior de la carcasa, que será un cilindro.
- n^o_{tubos} es el número de tubos que hay dentro de la carcasa del intercambiador.
- $Vol_{tubo} = \frac{\pi}{4} \cdot L_{tubo} \cdot D_{ext\ tubo}^2$, donde L_{tubo} es la longitud de cada tubo dentro de la carcasa y $D_{ext\ tubo}$ el diámetro exterior de cada uno de estos.

Para el cálculo del volumen de fluido en los colectores cilíndrico-parabólicos, utilizamos la siguiente ecuación (4):

$$Vol_{paneles} = n^o_{paneles} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot L \cdot D_{int}^2 \quad (4)$$

Donde:

- $n^o_{paneles}$ es el número de paneles por los que circulará fluido.
- L es la longitud de cada panel.
- D_{int} es el diámetro interno del tubo absorbedor.

1.3. Coeficiente de expansión del fluido

El coeficiente de expansión es siempre positivo y menor que la unidad y representa la relación entre el volumen útil del vaso de expansión, que debe ser igual al volumen de fluido expandido, y el volumen de fluido contenido en la instalación.

Para obtenerlo, utilizaremos el software EES, que nos da un valor del C_e (β) si indicamos el fluido con su presión y temperatura.

1.3.1. Coeficiente de presión del gas

El coeficiente de presión para el cálculo del volumen total de los vasos de expansión cerrados, coeficiente siempre positivo y mayor que la unidad, representa la relación entre el volumen total y el volumen útil del vaso de expansión. Se calcula con la ecuación (5):

$$C_p = \frac{P_M}{P_M - P_m} \quad (5)$$

Donde:

- P_M es la presión máxima = Presión de tarado + Presión atmosférica

- P_m es la presión mínima (presión estática) = Presión manométrica + Presión atmosférica

Ojo, para utilizar esta fórmula, las presiones han de estar en bar.

2. RESULTADOS

En este capítulo se indican los resultados a las ecuaciones mostradas en el capítulo anterior, para finalmente aportar el resultado del volumen del depósito de expansión.

Cabe destacar que no es necesario incluir un depósito de expansión en el circuito de refrigeración, por lo que solo dimensionaremos los depósitos de los otros dos circuitos.

2.1. Depósito de expansión del circuito de potencia

2.1.1. Volumen de fluido en tuberías y componentes

Primeramente, se indica el volumen de fluido en cada una de las tuberías que conectan los distintos componentes del circuito de potencia.

Tabla 1: Volumen de isobutano en cada línea

Línea	Volumen(m ³)	Línea	Volumen(m ³)	Línea	Volumen(m ³)
1	0,01	3	0,04	5	0,02
2	0,03	4	0,03	6	0,01

La siguiente tabla contiene todos los volúmenes de isobutano del circuito, y al final de esta el sumatorio de estos para obtener el total de isobutano del circuito.

Tabla 2: Volumen de isobutano en los distintos componentes

Componente	Volumen (m ³)
Tuberías	0,14
Regenerador	1,63
Evaporador	2,23
Condensador	26,75
Turbina	2,1
Bomba	0,4
Circuito de potencia (total)	33,25

Todos los datos acerca de los intercambiadores de calor (condensador, evaporador y regenerador) se han obtenido del Trabajo de Fin de Grado de Sergio García Palmeiro, *Diseño ingenieril y mecánico de intercambiadores de calor en planta de producción de potencia ORC*, año 2018. Las caídas de presión de estos intercambiadores diseñados en este trabajo están muy por debajo de los requerimientos de diseño que se han establecido en este trabajo (aproximadamente de 20 kPa para cada corriente en cada intercambiador de calor).

2.1.1.1. Volumen de isobutano en el condensador

En el condensador (un cilindro) el isobutano circula por la carcasa.

Tabla 3: Cálculo del volumen de isobutano en el condensador

Variable	Valor	Unidad
D: Diámetro de la carcasa	2,41	m

L: Longitud de la carcasa y de los tubos	7,4	m
D_{ext tubos} : Diámetro exterior de los tubos	0,014	m
Vol_{tubo} : Volumen de cada tubo	0,001	m ³
n^o_{tubos} : Número de tubos en el condensador	6400	-
Vol_{isob} : Volumen de isobutano en el condensador	26,75	m ³

2.1.1.2. *Volumen de isobutano en el evaporador*

En el evaporador (un cilindro) el isobutano circula por la carcasa.

Tabla 4: Cálculo del volumen de isobutano en el evaporador

Variable	Valor	Unidad
D: Diámetro de la carcasa	0,75	m
L: Longitud de la carcasa y de los tubos	6,7	m
D_{int tubos} : Diámetro interior de los tubos	0,023	m
D_{ext tubos} : Diámetro exterior de los tubos	0,027	m
n^o_{tubos} : Número de tubos en el evaporador	200	-
Vol_{evap} : Volumen de isobutano en el evaporador	2,23	m ³

2.1.1.3. *Volumen de isobutano en el regenerador*

En el regenerador (un cilindro) el isobutano circula tanto por la carcasa como por los tubos.

Tabla 5: Cálculo del volumen de isobutano en el regenerador

Variable	Valor	Unidad
D: Diámetro de la carcasa	0,85	m
L: Longitud de la carcasa y de los tubos	3	m
D_{int tubos} : Diámetro interior de los tubos	0,023	m
D_{ext tubos} : Diámetro exterior de los tubos	0,027	m
n^o_{tubos} : Número de tubos en el evaporador	179	-
Vol_{evap} : Volumen de isobutano en el regenerador	1,63	m ³

2.1.2. *Coeficiente de expansión del fluido*

El coeficiente de expansión del isobutano lo obtenemos del EES, especificando la presión y temperatura de este en la línea donde irá el depósito de expansión (línea 4):

Tabla 6: Presión, temperatura y coeficiente de expansión del isobutano en el depósito de expansión

Variable	Valor	Unidad
T_4 : Temperatura del isobutano en el depósito	25,93	°C
P_4 : Presión del isobutano en el depósito	360	kPa
$C_e (\beta)$: Coeficiente de expansión del isobutano	1,04	-

2.1.3. *Coeficiente de presión del gas*

El coeficiente de presión del gas lo obtenemos utilizando la fórmula del apartado 1.4. En la siguiente tabla se indican los valores a introducir en la fórmula y el resultado de esta.

Tabla 7: Variables de cálculo y resultado del coeficiente de presión (isobutano)

Variable	Valor	Unidad
P_M : presión máxima	28,36	bar
P_m : presión mínima (o presión estática)	1	bar
C_p : coeficiente de presión del isobutano	1,04	-

2.1.4. *Volumen total necesario en el depósito*

Ahora, utilizando la fórmula del apartado 1.1., podemos obtener el resultado del volumen total necesario en el depósito.

Tabla 8: Cálculos del volumen necesario en el depósito de expansión (isobutano)

Variable	Valor	Unidad
$C_e (\beta)$: Coeficiente de expansión del isobutano	0,005	-
C_p : coeficiente de presión del isobutano	1,04	-
V : volumen de isobutano en el circuito	33,25	m ³
V_t : volumen total necesario en el depósito	0,166	m ³
V_t : volumen total necesario en el depósito	166	L

2.2. Depósito de expansión del circuito del campo solar

2.2.1. Volumen de fluido en tuberías y componentes

Primeramente, se indica el volumen de fluido en cada una de las tuberías que conectan los distintos componentes del circuito del campo solar

Tabla 9: Volumen de DOWTHERM-Q en cada línea

Línea	Volumen (m³)	Línea	Volumen (m³)	Línea	Volumen (m³)	Línea	Volumen (m³)
10	12,38	18	1,05	26	1,05	34	1,05
11	0,49	19	1,05	27	1,05	35	1,05
12	5,75	20	1,05	28	1,05	36	0
13	5,96	21	1,05	29	1,05	37	0
14	1,05	22	1,05	30	1,05	38	11,37
15	1,05	23	1,05	31	1,05	-	-
16	1,05	24	0	32	1,05	-	-
17	1,05	25	0	33	1,05	-	-

En las líneas 24, 25, 36 y 37 no se considera que haya fluido porque son las líneas de seguridad, que en principio estarán vacías.

La siguiente tabla contiene todos los volúmenes de DOWTHERM-Q que hay en el circuito, y en el final de esta el sumatorio de estos para obtener el total.

Tabla 10: Volumen de DOWTHERM-Q en los distintos componentes

Componente	Volumen (m³)
Tuberías	56,95
Paneles	10,2
Evaporador	0,575
Bomba	0,4
Circuito del campo solar (total)	68,125

2.2.1.1. Volumen de DOWTHERM-Q en el evaporador

El DOWTHERM-Q circula por los tubos del evaporador.

Tabla 11: Variables para el cálculo del DOWTHERM-Q en el evaporador

Variable	Valor	Unidad
<i>L</i> : Longitud de la carcasa y de los tubos	6,7	m
<i>D_{int tubos}</i> : Diámetro interior de los tubos	0,023	m
<i>n^o_{tubos}</i> : Número de tubos en el evaporador	200	-

Vol_{evap} : Volumen de DOWTHERM-Q en el evaporador	0,575	m ³
---	-------	----------------

2.2.2. Coeficiente de expansión del fluido

El coeficiente de expansión del DOWTHERM-Q lo obtenemos del EES especificando la presión y temperatura de este en la línea donde irá el depósito de expansión (línea 10):

Tabla 12: Presión, temperatura y coeficiente de expansión del DOWTHERM-Q en el depósito de expansión

Variable	Valor	Unidad
T_{10} : Temperatura del DOWTHERM-Q en el depósito	141,5	°C
P_{10} : Presión del DOWTHERM-Q en el depósito	263,9	kPa
$C_e (\beta)$: Coeficiente de expansión del DOWTHERM-Q	0,003	-

2.2.3. Coeficiente de presión del gas

El coeficiente de presión del gas lo obtenemos utilizando la fórmula del apartado 1.4. En la siguiente tabla se indican los valores a introducir en la fórmula y el resultado de esta.

Tabla 13: Variables de cálculo y resultado del coeficiente de presión (DOWTHERM-Q)

Variable	Valor	Unidad
P_M : presión máxima	5,5	Bar
P_m : presión mínima (o presión estática)	1	bar
C_p : coeficiente de presión del DOWTHERM-Q	1,22	-

2.2.4. Volumen total necesario en el depósito

Ahora, utilizando la fórmula del apartado 1.1., podemos obtener el resultado del volumen total necesario en el depósito.

Tabla 14: Cálculos del volumen necesario en el depósito de expansión (DOWTHERM-Q)

Variable	Valor	Unidad
$C_e (\beta)$: Coeficiente de expansión del DOWTHERM-Q	0,003	-
C_p : coeficiente de presión del DOWTHERM-Q	1,22	-
V : volumen de DOWTHERM-Q en el circuito	68,125	m ³
V_t : volumen total necesario en el depósito	0,224	m ³
V_t : volumen total necesario en el depósito	224	L

3. SELECCIÓN

Tanto para el circuito de potencia como para el del campo solar, vamos a utilizar el “Depósito de expansión para aceite térmico” de la marca ATTSU TÉRMICA S.L.

Este depósito cuenta inicialmente con una capacidad de 1500 L, pero la empresa nos asegura la posibilidad de adaptación del depósito a las necesidades de cada uno de los circuitos para el correcto funcionamiento de la instalación.

En Ferrol, a diciembre de 2018



Fdo.: Mario Castro Suárez



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



Escola Politécnica Superior

**TRABAJO FIN DE GRADO
CURSO 2018/19**

*PLANTA DE POTENCIA ORC CON FUENTE DE
ENERGÍA RENOVABLE*

Grado en Ingeniería Mecánica

Anejo VII

CÁLCULOS DE LAS TUBERÍAS

Índice

1. MATERIAL ELEGIDO	4
2. CÁLCULOS DE DIÁMETROS NECESARIOS EN LAS TUBERÍAS	6
2.1. Circuito de potencia.....	6
2.2. Circuito del campo solar	7
2.3. Circuito de refrigeración.....	8
3. SELECCIÓN DE LAS TUBERÍAS	9
3.1. Circuito de potencia.....	9
3.2. Circuito del campo solar	10
3.3. Circuito de refrigeración.....	10
4. CÁLCULO DEL ESPESOR MÍNIMO NECESARIO	12
4.1. Circuito de potencia.....	13
4.2. Circuito del campo solar	13
4.3. Circuito de refrigeración.....	14
5. CÁLCULO DE LAS PÉRDIDAS DE CARGA	15
2.1. Cálculos del número de Reynolds	15
2.2. Cálculo del factor de fricción de Darcy	15
2.3. Pérdidas de carga primarias	15
2.4. Pérdidas de carga secundarias.....	16
2.5. Pérdidas de carga en el circuito de potencia	17
2.6. Pérdidas de carga en el circuito del campo solar	18
2.7. Pérdidas de carga en el circuito de refrigeración	20

1. MATERIAL ELEGIDO

El material seleccionado para las tuberías es el acero inoxidable 316, ya que es muy resistente ante agentes corrosivos químicos y ambientes agresivos como por ejemplo atmósferas marinas.

El acero inoxidable tipo 316 es un acero inoxidable de cromo níquel austenítico que contiene molibdeno. Esta adición aumenta la resistencia a la corrosión general, mejora la resistencia a picaduras de soluciones de iones de cloruro y proporciona mayor resistencia a temperaturas elevadas.

Las propiedades son similares a las del tipo 304 (otro acero inoxidable muy común), pero este no contiene molibdeno por lo que la resistencia a la corrosión del 316 es mejor, particularmente contra ácidos sulfúricos, hidroclorehídricos, acéticos, fórmicos, sulfatos ácidos y cloruros alcalinos.

El acero inoxidable del tipo 316L es una versión de carbón extra bajo del tipo 316 que minimiza la precipitación de carburos perjudiciales en la zona afectada por el calor durante la soldadura.

A continuación se adjuntan un par de tablas donde se indican la composición y las principales propiedades físicas, mecánicas y térmicas del acero 316.

Tabla 1: Composición química del Acero Inoxidable 316

Elemento	Porcentaje máximo (%)
Carbono (C)	0,08
Manganeso (Mn)	2
Fósforo (P)	0,04
Azufre (S)	0,03
Silicio (Si)	0,75
Cromo (Cr)	18
Níquel (Ni)	14
Molibdeno (Mo)	3
Nitrógeno (N)	0,1

Tabla 2: Propiedades principales del Acero Inoxidable 316

Variable	Valor	Unidad
Densidad	7960	kg/m ³
Punto de fusión	1380	°C
Alargamiento (en %)	<60 %	-
Dureza Brinell	175	HB
Módulo de elasticidad	200	GPa
Resistencia a la tracción	860	MPa
Calor específico (a 23°C)	502	J/kg-K
Coefficiente de expansión térmica	17·10 ⁻⁶	1/K
Conductividad térmica (a 23°C)	16,3	W/m-K

2. CÁLCULOS DE DIÁMETROS NECESARIOS EN LAS TUBERÍAS

Para el cálculo del diámetro necesario en cada tubería, comenzaremos por despejarlo de la siguiente ecuación (1) y resolvemos para cada una de las líneas que tenemos:

$$\dot{m} = \rho \cdot v \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (1)$$

Siendo:

- \dot{m} el caudal másico de fluido en el circuito.
- ρ la densidad del fluido en esa línea.
- v la velocidad del fluido en la tubería.
- D el diámetro interior de la tubería.

El caudal másico de fluido en cada uno de los circuitos lo tenemos calculado, y la densidad del fluido en cada línea nos la da el software EES si le damos como entradas el fluido que es, su presión y su temperatura.

En cuanto a la velocidad, vamos a establecer los siguientes valores: $2 \frac{m}{s}$ para los líquidos y $30 \frac{m}{s}$ para los vapores. No interesa conducir el fluido por encima de estas velocidades ya que podrían comenzar a aparecer problemas de desgaste de las paredes de las tuberías debido a la fricción.

De toda nuestra planta de potencia, las únicas líneas por las que el fluido irá en estado vapor será por las líneas 1, 2 y 3 (véase plano nº2 del Documento Planos), del circuito de potencia (isobutano). Por el resto de líneas de toda la planta circulará fluido en estado líquido. Debido a esto, en las líneas antes mencionadas, fijaremos la velocidad en $30 \frac{m}{s}$ para el cálculo de los diámetros, mientras que en el resto de líneas la fijaremos a $2 \frac{m}{s}$.

2.1. Circuito de potencia

En el circuito con isobutano, obtendremos los siguientes diámetros interiores mínimos:

Tabla 3: Diámetros interiores mínimos en el circuito de potencia

Línea	Diámetro interior (m)	Línea	Diámetro interior (m)	Línea	Diámetro interior (m)
1	0,0908	3	0,253	5	0,1273
2	0,2682	4	0,1277	6	0,1329

En la siguiente tabla se adjuntan los valores de densidad del isobutano en cada línea:

Tabla 4: Densidad del isobutano en las líneas del circuito de potencia

Línea	Densidad (kg/m ³)	Línea	Densidad (kg/m ³)	Línea	Densidad (kg/m ³)
1	72,38	3	9,326	5	552,3
2	8,3	4	548,7	6	506,8

2.2. Circuito del campo solar

En el circuito con DOWTHERM-Q, obtendremos los siguientes diámetros interiores mínimos:

Tabla 5: Diámetros interiores mínimos en el circuito del campo solar

Línea	Diámetro interior (mm)	Línea	Diámetro interior (mm)	Línea	Diámetro interior (mm)	Línea	Diámetro interior (mm)
10	0,203	18	0,064	26	0,064	34	0,064
11	0,203	19	0,066	27	0,066	35	0,066
12	0,1435	20	0,064	28	0,064	36	0,064
13	0,1435	21	0,066	29	0,066	37	0,066
14	0,064	22	0,064	30	0,064	38	0,208
15	0,066	23	0,066	31	0,066	-	-
16	0,064	24	0,064	32	0,064	-	-
17	0,066	25	0,066	33	0,066	-	-

En la siguiente tabla se adjuntan los valores de densidad del DOWTHERM-Q en cada línea:

Tabla 6: Densidad del DOWTHERM-Q en las líneas del circuito del campo solar

Línea	Densidad (kg/m ³)	Línea	Densidad (kg/m ³)	Línea	Densidad (kg/m ³)	Línea	Densidad (kg/m ³)
10	873,5	18	873,5	26	873,5	34	873,5
11	873,5	19	829,3	27	829,3	35	829,3
12	873,5	20	873,5	28	873,5	36	873,5
13	873,5	21	829,3	29	829,3	37	829,3
14	873,5	22	873,5	30	873,5	38	829,3
15	829,3	23	829,3	31	829,3	-	-
16	873,5	24	873,5	32	873,5	-	-
17	829,3	25	829,3	33	829,3	-	-

2.3. Circuito de refrigeración

En el circuito de refrigeración, obtendremos los siguientes diámetros interiores mínimos:

Tabla 7: Diámetros interiores mínimos en el circuito de refrigeración

Línea	Diámetro interior (m)	Línea	Diámetro interior (mm)	Línea	Diámetro interior (mm)	Línea	Diámetro interior (mm)
40	0,291	43	0,205	46	0,205	49	0,026
41	0,206	44	0,206	47	0,29	50	0,026
42	0,205	45	0,205	48	0,036	-	-

En la siguiente tabla se adjuntan los valores de densidad del agua en cada línea:

Tabla 8: Densidad del agua en las líneas del circuito de refrigeración

Línea	Densidad (kg/m ³)	Línea	Densidad (kg/m ³)	Línea	Densidad (kg/m ³)	Línea	Densidad (kg/m ³)
40	993	43	996	46	996	49	998,2
41	993	44	993	47	996	50	998,2
42	996	45	996	48	998,2	-	-

3. SELECCIÓN DE LAS TUBERÍAS

Una vez tenemos los diámetros interiores mínimos calculados, nos vamos al catálogo con los diferentes tipos de tuberías que nos proporciona el fabricante y escogemos una que tenga un diámetro interior igual o superior a lo antes previamente calculado. Si escogemos uno inferior, la velocidad real sobrepasará a la recomendada.

Las tuberías serán compradas a la empresa Sigaltec, de su catálogo de tuberías ISO, con los beneficios que esto conlleva (facilidad de obtención de recambio aunque sea de otra marca debido a la estandarización).

Una vez escogido el tipo de tubería, utilizaremos la fórmula anterior (1) para calcular la velocidad real a la que pasará el fluido.

En cada uno de los siguientes apartados se proporciona una tabla que contiene toda la información necesaria de las tuberías de cada circuito, con la longitud de cada línea, el tipo de tubería, los diámetros de esta, y la velocidad real a la que circulará el fluido.

3.1. Circuito de potencia

Tabla 9: Tuberías del circuito de potencia

Nº	Fluido	Longitud (m)	Diámetro interno (mm)	Diámetro externo (mm)	Velocidad (m/s)	Tipo tubería
1	Isobutano	0,5	104	108	22,83	DN 100
2	Isobutano	0,5	269	273	29,83	DN 250
3	Isobutano	0,75	269	273	26,55	DN 250
4	Isobutano	2	131,7	139,7	1,88	DN 125
5	Isobutano	1,5	131,7	139,7	1,87	DN 125
6	Isobutano	0,5	151	159	1,55	DN 150

3.2. Circuito del campo solar

Tabla 10: Tuberías del circuito del campo solar

Nº	Fluido	Longitud (m)	Diámetro interno (mm)	Diámetro externo (mm)	Velocidad (m/s)	Tipo tubería
10	DOWTHERM Q	353,75	211,1	219,1	1,76	DN 200
11	DOWTHERM Q	14	211,1	219,1	1,76	DN 200
12	DOWTHERM Q	321	151*	159	1,72	DN 150
13	DOWTHERM Q	333	151*	159	1,72	DN 150
14	DOWTHERM Q	6	66	70	1,8	DN 65
15	DOWTHERM Q	6	66	70	1,89	DN 65
16	DOWTHERM Q	6	66	70	1,8	DN 65
17	DOWTHERM Q	6	66	70	1,89	DN 65
18	DOWTHERM Q	6	66	70	1,8	DN 65
19	DOWTHERM Q	6	66	70	1,89	DN 65
20	DOWTHERM Q	6	66	70	1,8	DN 65
21	DOWTHERM Q	6	66	70	1,89	DN 65
22	DOWTHERM Q	6	66	70	1,8	DN 65
23	DOWTHERM Q	6	66	70	1,89	DN 65
24	DOWTHERM Q	6	66	70	1,8	DN 65
25	DOWTHERM Q	6	66	70	1,89	DN 65
26	DOWTHERM Q	6	66	70	1,8	DN 65
27	DOWTHERM Q	6	66	70	1,89	DN 65
28	DOWTHERM Q	6	66	70	1,8	DN 65
29	DOWTHERM Q	6	66	70	1,89	DN 65
30	DOWTHERM Q	6	66	70	1,8	DN 65
31	DOWTHERM Q	6	66	70	1,89	DN 65
32	DOWTHERM Q	6	66	70	1,8	DN 65
33	DOWTHERM Q	6	66	70	1,89	DN 65
34	DOWTHERM Q	6	66	70	1,8	DN 65
35	DOWTHERM Q	6	66	70	1,89	DN 65
36	DOWTHERM Q	6	66	70	1,8	DN 65
37	DOWTHERM Q	6	66	70	1,89	DN 65
38	DOWTHERM Q	325	211,1*	219,1	1,85	DN 200

*En las líneas 12, 13 y 38 hemos realizado los cálculos utilizando el valor más alto de diámetro, aun sabiendo que no es así en toda la longitud de las líneas, para simplificar y ahorrarnos cálculos de las áreas, diámetros y pérdidas de carga en cada una de las diferentes secciones de estas líneas.

3.3. Circuito de refrigeración

Tabla 11: Tuberías del circuito de refrigeración

Nº	Fluido	Longitud (m)	Diámetro interno (mm)	Diámetro externo (mm)	Velocidad (m/s)	Tipo tubería
40	Agua (refrigeración)	2	319,9	323,9	1,66	DN 300
41	Agua (refrigeración)	0,5	215,1	219,1	1,83	DN 200
42	Agua (refrigeración)	0,5	215,1	219,1	1,82	DN 200

Anejo VII
Mario Castro Suárez

43	Agua (refrigeración)	0,5	215,1	219,1	1,82	DN 200
44	Agua (refrigeración)	4	215,1	219,1	1,83	DN 200
45	Agua (refrigeración)	0,5	215,1	219,1	1,82	DN 200
46	Agua (refrigeración)	3	215,1	219,1	1,82	DN 200
47	Agua (refrigeración)	8	319,9	323,9	1,65	DN 300
48	Agua (reposición)	0,5	38	40	1,82	DN 32
49	Agua (reposición)	3	26,8	30	1,84	DN 25
50	Agua (reposición)	3	26,8	30	1,84	DN 25

4. CÁLCULO DEL ESPESOR MÍNIMO NECESARIO

Siguiendo la norma ASME B31.3 vamos a calcular el espesor mínimo requerida en cada una de las tuberías del circuito, y asegurarnos de que el espesor de nuestras tuberías es igual o superior al valor mínimo calculado. Calculamos el espesor mínimo con la siguiente ecuación (2):

$$t_{min} = \frac{P \cdot D_{ext}}{2 (S \cdot E \cdot W + P \cdot \gamma)} \quad (2)$$

Donde:

- t_{min} es el espesor mínimo resultante (mm).
- P es la presión de diseño (kPa).
- D_{ext} es el diámetro exterior de la tubería (mm).
- S es la resistencia a la tracción del material (Acero inoxidable 316) (kPa).
- E es el factor de calidad, que siempre consideraremos igual a 1.
- W es el factor de reducción de la resistencia de la junta de soldadura, que siempre consideraremos igual a 1.
- γ es un coeficiente que depende del material y de la temperatura de diseño (ver Tabla 12). En nuestro caso siempre tendremos $\gamma = 0,4$.

Tabla 12: Valor del parámetro γ en función del material y de la temperatura

Material/°C	482	510	538	566	593	621	649	677	Material
Ac. Ferrítico ¹	0,4	0,5	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	
Ac. Austenítico ²	0,4	0,4	0,4	0,4	0,5	0,7	0,7	0,7	A 312 TP 316 L
Otros metales dúctiles	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	A106 A, A106 B, A335GrP11
Hierro colado	0,4	---	---	---	---	---	---	---	

El valor de la resistencia a tracción del Acero Inoxidable 316 es de 860 MPa. El diámetro exterior de cada tubería lo podemos obtener de las tablas 9, 10 y 11 de este Anejo, y los valores de presión del Balance de materia del Anejo VIII.

En los siguientes apartados se proporciona una tabla que contiene el espesor mínimo necesario para cada tipo de tubería y el espesor real que hemos escogido para las tuberías de cada uno de los circuitos. Como podrá comprobar el lector, estamos ampliamente del lado de la seguridad, ya que el espesor necesario que obtenemos con la fórmula suele ser un valor de pequeña magnitud.

4.1. Circuito de potencia

Tabla 13: Espesor mínimo requerido y espesor real de las tuberías del circuito de potencia

Nº	Fluido	Tipo tubería	Espesor necesario (mm)	Espesor (mm)
1	Isobutano	DN 100	0,188	2
2	Isobutano	DN 250	0,063	2
3	Isobutano	DN 250	0,06	2
4	Isobutano	DN 125	0,029	4
5	Isobutano	DN 125	0,25	4
6	Isobutano	DN 150	0,28	4

4.2. Circuito del campo solar

Tabla 14: Espesor mínimo requerido y espesor real de las tuberías del circuito del campo solar

Nº	Fluido	Tipo tubería	Espesor necesario (mm)	Espesor (mm)
10	DOWTHERM Q	DN 200	0,034	4
11	DOWTHERM Q	DN 200	0,034	4
12	DOWTHERM Q	DN 150	0,046	4
13	DOWTHERM Q	DN 150	0,046	4
14	DOWTHERM Q	DN 65	0,02	2
15	DOWTHERM Q	DN 65	0,013	2
16	DOWTHERM Q	DN 65	0,02	2
17	DOWTHERM Q	DN 65	0,013	2
18	DOWTHERM Q	DN 65	0,02	2
19	DOWTHERM Q	DN 65	0,013	2
20	DOWTHERM Q	DN 65	0,02	2
21	DOWTHERM Q	DN 65	0,013	2
22	DOWTHERM Q	DN 65	0,02	2
23	DOWTHERM Q	DN 65	0,013	2
24	DOWTHERM Q	DN 65	0,02	2
25	DOWTHERM Q	DN 65	0,013	2
26	DOWTHERM Q	DN 65	0,02	2
27	DOWTHERM Q	DN 65	0,013	2
28	DOWTHERM Q	DN 65	0,02	2
29	DOWTHERM Q	DN 65	0,013	2
30	DOWTHERM Q	DN 65	0,02	2
31	DOWTHERM Q	DN 65	0,013	2
32	DOWTHERM Q	DN 65	0,02	2
33	DOWTHERM Q	DN 65	0,013	2
34	DOWTHERM Q	DN 65	0,02	2
35	DOWTHERM Q	DN 65	0,013	2
36	DOWTHERM Q	DN 65	0,02	2
37	DOWTHERM Q	DN 65	0,013	2
38	DOWTHERM Q	DN 200	0,012	4

4.3. Circuito de refrigeración

Tabla 15: Espesor mínimo requerido y espesor real de las tuberías del circuito de refrigeración

Nº	Fluido	Tipo tubería	Espesor necesario (mm)	Espesor (mm)
40	Agua (refrigeración)	DN 300	0,038	2
41	Agua (refrigeración)	DN 200	0,025	2
42	Agua (refrigeración)	DN 200	0,013	2
43	Agua (refrigeración)	DN 200	0,037	2
44	Agua (refrigeración)	DN 200	0,025	2
45	Agua (refrigeración)	DN 200	0,013	2
46	Agua (refrigeración)	DN 200	0,037	2
47	Agua (refrigeración)	DN 300	0,056	2
48	Agua (reposición)	DN 32	0,002	1
49	Agua (reposición)	DN 25	0,002	1,6
50	Agua (reposición)	DN 25	0,002	1,6

5. CÁLCULO DE LAS PÉRDIDAS DE CARGA

Hemos de comentar que no vamos a realizar cálculos de las pérdidas de carga en líneas con una longitud inferior a un metro, ya que las pérdidas de carga resultantes serán despreciables.

2.1. Cálculos del número de Reynolds

El número de Reynolds (Re) es un número adimensional utilizado para caracterizar el movimiento de un fluido. Se define como la relación entre las fuerzas inerciales y las fuerzas viscosas presentes en un fluido y su valor indica si el flujo sigue un modelo laminar (número de Reynolds pequeño) o un modelo turbulento (número de Reynolds grande).

Para un fluido que circula por el interior de una tubería circular recta, el número de Reynolds viene dado por la siguiente ecuación (3):

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} \quad (3)$$

Donde:

- ρ es la densidad del fluido $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$
- v es la velocidad del fluido en el interior de la tubería $\left(\frac{m}{s}\right)$
- D es el diámetro interior de la tubería (m)
- μ es la viscosidad dinámica $\left(\frac{kg}{m \cdot s}\right)$

2.2. Cálculo del factor de fricción de Darcy

Para el cálculo del factor de fricción de Darcy (f) vamos a utilizar la siguiente fórmula (4) que es función del número de Reynolds, y donde la rugosidad no influye, ya que al utilizar tuberías lisas el efecto de esta lo vamos a despreciar.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{f}} \right) \quad (4)$$

El factor de fricción de Darcy es adimensional.

2.3. Pérdidas de carga primarias

Las pérdidas de carga en un conductor rectilíneo o pérdidas primarias son pérdidas de carga debidas a la fricción del fluido contra sí mismo y contra las paredes de la tubería rectilínea.

Las calcularemos con la fórmula experimental de Darcy-Weisbach (5). El resultado de las pérdidas de carga obtenido con esta fórmula estará en metros, refiriéndose a metros de columna de agua (m.c.a), una medida de presión.

$$h_f = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (5)$$

Siendo:

- h_f las pérdidas de carga primarias (m.c.a)
- L la longitud de la tubería (m)
- D el diámetro interior de la tubería (m)
- v la velocidad del fluido en el interior de la tubería ($\frac{m}{s}$)
- $g=9,81$ la aceleración de la gravedad ($\frac{m}{s^2}$)

2.4. Pérdidas de carga secundarias

Las pérdidas de carga localizadas o pérdidas secundarias son pérdidas de carga debidas a elementos singulares de la tubería tales como codos, cambios de sección, válvulas, etc.

Las pérdidas de carga localizadas se pueden calcular con la siguiente ecuación (6):

$$h_v = K \left(\frac{v^2}{2 \cdot g} \right) \quad (6)$$

Donde:

- h_v son las pérdidas de carga localizadas (m.c.a)
- K coeficiente determinado de forma empírica para cada tipo de punto singular
- v velocidad media del fluido en el punto singular ($\frac{m}{s}$)
- $g=9,81$ la aceleración de la gravedad ($\frac{m}{s^2}$)

La siguiente tabla da algunos de los valores de K para diferentes tipos de puntos singulares:

Tabla 16: valores de K en diferentes puntos singulares

Elemento	Porcentaje máximo (%)
Válvula de compuerta totalmente abierta	0,2
Válvula de compuerta mitad abierta	5,6
Curva de 90°	1,0
Curva de 45°	0,4
Válvula de pie	2,5
Emboque (entrada en una tubería)	0,5
Salida de una tubería	1,0
Ensanchamiento brusco	$(1-(D_1/D_2)^2)^2$
Reducción brusca de sección (Contracción)	$0,5(1-(D_1/D_2)^2)^2$

En la tabla anterior, D_1 se refiere al diámetro antes del punto singular, y D_2 al diámetro después de este.

2.5. Pérdidas de carga en el circuito de potencia

En el circuito de potencia solo será necesario calcular las pérdidas de carga en las líneas 4 y 5, puesto que son las únicas con una longitud superior a un metro.

En la siguiente tabla se adjuntan todos los valores necesarios para el cálculo de las pérdidas de carga y los resultados de esta:

Tabla 17: Cálculos de las pérdidas de carga en el circuito de potencia

Variable	Valor	Unidad
μ_4 : Viscosidad dinámica en la línea 4	$149 \cdot 10^{-6}$	Kg/m-s
μ_5 : Viscosidad dinámica en la línea 5	$153 \cdot 10^{-6}$	Kg/m-s
ρ_4 : Densidad del isobutano en la línea 4	548,7	Kg/m ³
ρ_5 : Densidad del isobutano en la línea 5	552,3	Kg/m ³
v_4 : Velocidad del isobutano en la línea 4	1,88	m/s
v_5 : Velocidad del isobutano en la línea 5	1,55	m/s
D_4 : Diámetro de la tubería en la línea 4	0,1317	m
D_5 : Diámetro de la tubería en la línea 5	0,1317	m
Re_4 : Número de Reynolds del isobutano en la línea 4	$911,8 \cdot 10^3$	-
Re_5 : Número de Reynolds del isobutano en la línea 5	$736,9 \cdot 10^3$	-
f_4 : Factor de fricción de Darcy en la línea 4	0,012	-
f_5 : Factor de fricción de Darcy en la línea 5	0,012	-
L_4 : Longitud de la tubería de la línea 4	2	m
L_5 : Longitud de la tubería de la línea 5	1,5	m
g : valor de la aceleración de la gravedad	9,81	m/s ²
h_{f_4} : Pérdidas de carga primarias en la línea 4	0,03	m.c.a
h_{f_5} : Pérdidas de carga primarias en la línea 5	0,02	m.c.a
h_{v_4} : Pérdidas de carga secundarias en la línea 4	0,36	m.c.a
h_{v_5} : Pérdidas de carga secundarias en la línea 5	0,25	m.c.a

h_{T_4} : Pérdidas de carga totales en la línea 4	0,39	m.c.a
h_{T_4} : Pérdidas de carga totales en la línea 4	3,82	kPa
h_{T_5} : Pérdidas de carga totales en la línea 5	0,27	m.c.a
h_{T_5} : Pérdidas de carga totales en la línea 5	2,65	kPa

2.6. Pérdidas de carga en el circuito del campo solar

En la siguiente tabla se adjuntan todos los valores necesarios para el cálculo de las pérdidas de carga y los resultados de esta en el circuito del campo solar. Por simplificar, para los cálculos del número de Reynolds vamos a utilizar unos valores medios de las variables implicadas a lo largo del circuito, ya que las diferencias en los resultados finales de las pérdidas de carga serán inapreciables, y nos ahorraremos todos los cálculos desde un principio para todas las líneas.

Tabla 18: Cálculos de las pérdidas de carga en el circuito del campo solar

Variable	Valor	Unidad
μ : Viscosidad dinámica media del DOWTHERM-Q	$310 \cdot 10^{-6}$	Kg/m-s
ρ : Densidad media del DOWTHERM-Q	829,3	Kg/m ³
v : Velocidad media del DOWTHERM-Q	1,9	m/s
D_{10} : Diámetro de las tuberías de las líneas 10 y 11	0,203	m
D_{12} : Diámetro de las tuberías de las líneas 12 y 13	0,1435	m
D_{14} : Diámetro de las tuberías pares desde la 14 hasta la 36	0,064	m
D_{15} : Diámetro de las tuberías impares desde la 15 hasta la 37	0,066	m
D_{38} : Diámetro de la tubería de la línea 38	0,208	m
Re_{10} : Número de Reynolds en las líneas 10 y 11	1031240	-
Re_{12} : Número de Reynolds en las líneas 12 y 13	728980	-
Re_{14} : Número de Reynolds en las líneas pares desde la 14 hasta la 36	325120	-
Re_{15} : Número de Reynolds en las líneas impares desde la 15 hasta la 37	335280	-
Re_{38} : Número de Reynolds en la línea 38	1056640	-
f_{10} : Factor de fricción de Darcy en las líneas 10 y 11	0,0116	-
f_{12} : Factor de fricción de Darcy en las líneas 12 y 13	0,0123	-

f_{14} : Factor de fricción de Darcy en las líneas pares desde la 14 hasta la 36	0,0142	-
f_{15} : Factor de fricción de Darcy en las líneas impares desde la 15 hasta la 37	0,0142	-
f_{38} : Factor de fricción de Darcy en la línea 38	0,0115	-
L_{10} : Longitud de la tubería de la línea 10	353,75	m
L_{11} : Longitud de la tubería de la línea 11	14	m
L_{12} : Longitud de la tubería de la línea 12	321	m
L_{13} : Longitud de la tubería de la línea 13	333	m
L_{14} : Longitud de las tuberías desde la línea 14 hasta la 37	306	m
L_{38} : Longitud de la tubería de la línea 38	325	m
g : valor de la aceleración de la gravedad	9,81	m/s ²
h_{f10} : Pérdidas de carga primarias en la línea 10	3,72	m.c.a
h_{f11} : Pérdidas de carga primarias en la línea 11	0,15	m.c.a
h_{f12} : Pérdidas de carga primarias en la línea 12	5,07	m.c.a
h_{f13} : Pérdidas de carga primarias en la línea 13	5,26	m.c.a
h_{f14} : Pérdidas de carga primarias desde la línea 14 hasta la 37	12,31	m.c.a
h_{f38} : Pérdidas de carga primarias en la línea 38	3,54	m.c.a
h_{v10} : Pérdidas de carga secundarias en la línea 10	1,58	m.c.a
h_{v11} : Pérdidas de carga secundarias en la línea 11	0,44	m.c.a
h_{v12} : Pérdidas de carga secundarias en la línea 12	0,37	m.c.a
h_{v13} : Pérdidas de carga secundarias en la línea 13	0,74	m.c.a
h_{v14} : Pérdidas de carga secundarias desde la línea 14 hasta la 37	0,516	m.c.a
h_{v38} : Pérdidas de carga secundarias en la línea 38	0,37	m.c.a
h_{T10} : Pérdidas de carga totales en la línea 10	5,3	m.c.a
h_{T10} : Pérdidas de carga totales en la línea 10	51,94	kPa

h_{T11} : Pérdidas de carga totales en la línea 11	0,59	m.c.a
h_{T11} : Pérdidas de carga totales en la línea 11	5,78	kPa
h_{T12} : Pérdidas de carga totales en la línea 12	5,44	m.c.a
h_{T12} : Pérdidas de carga totales en la línea 12	53,31	kPa
h_{T13} : Pérdidas de carga totales en la línea 13	6	m.c.a
h_{T13} : Pérdidas de carga totales en la línea 13	58,8	kPa
h_{T14} : Pérdidas de carga totales desde la línea 14 hasta la 37	12,83	m.c.a
h_{T14} : Pérdidas de carga totales desde la línea 14 hasta la 37	125,73	kPa
h_{T38} : Pérdidas de carga totales en la línea 38	4,31	m.c.a
h_{T38} : Pérdidas de carga totales en la línea 38	42,2	kPa

2.7. Pérdidas de carga en el circuito de refrigeración

En el circuito de refrigeración solo será necesario calcular las pérdidas de carga en las líneas 40 y 47, puesto que son las únicas con una longitud superior a un metro.

En la siguiente tabla se adjuntan todos los valores necesarios para el cálculo de las pérdidas de carga y los resultados de esta en el circuito de refrigeración:

Tabla 19: Cálculos de las pérdidas de carga en el circuito de refrigeración

Variable	Valor	Unidad
μ_{40} : Viscosidad dinámica en la línea 40	0,0006	Kg/m-s
μ_{47} : Viscosidad dinámica en la línea 47	0,0008	Kg/m-s
ρ_{40} : Densidad del agua en la línea 40	993	Kg/m ³
ρ_{47} : Densidad del agua en la línea 47	996	Kg/m ³
v_{40} : Velocidad del agua en la línea 40	1,66	m/s
v_{47} : Velocidad del agua en la línea 47	1,65	m/s
D_{40} : Diámetro de la tubería en la línea 40	0,3199	m
D_{47} : Diámetro de la tubería en la línea 47	0,3199	m
Re_{40} : Número de Reynolds del agua en la línea 40	878900	-
Re_{47} : Número de Reynolds del agua en la línea 47	657100	-

f_{40} : Factor de fricción de Darcy en la línea 40	0,012	-
f_{47} : Factor de fricción de Darcy en la línea 47	0,013	-
L_{40} : Longitud de la tubería de la línea 40	2	m
L_{47} : Longitud de la tubería de la línea 47	8	m
g : valor de la aceleración de la gravedad	9,81	m/s ²
h_{f40} : Pérdidas de carga primarias en la línea 40	0,011	m.c.a
h_{f47} : Pérdidas de carga primarias en la línea 47	0,045	m.c.a
h_{v40} : Pérdidas de carga secundarias en la línea 40	0,281	m.c.a
h_{v47} : Pérdidas de carga secundarias en la línea 47	0,139	m.c.a
h_{T40} : Pérdidas de carga totales en la línea 40	0,292	m.c.a
h_{T40} : Pérdidas de carga totales en la línea 40	2,9	kPa
h_{T47} : Pérdidas de carga totales en la línea 47	0,184	m.c.a
h_{T47} : Pérdidas de carga totales en la línea 47	1,8	kPa

En Ferrol, a diciembre de 2018



Fdo.: Mario Castro Suárez



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



Escola Politécnica Superior

**TRABAJO FIN DE GRADO
CURSO 2018/19**

*PLANTA DE POTENCIA ORC CON FUENTE DE
ENERGÍA RENOVABLE*

Grado en Ingeniería Mecánica

Anejo VIII

BALANCE DE MATERIA

1. BALANCE DE MATERIA

A continuación se adjunta una tabla en la cual se especifican las características del fluido que circula por cada una de las líneas de la planta:

Tabla 1: Balance de materia de la planta

Nº	Fluido	Presión (kPa)	Temperatura (°C)	Estado	Caudal ($\frac{m^3}{s}$)	Caudal másico($\frac{kg}{s}$)
1	Isobutano	3000	150	Vapor recalentado	0,194	-
2	Isobutano	400	84,97	Vapor recalentado	1,695	-
3	Isobutano	380	40	Vapor recalentado	1,509	-
4	Isobutano	360	25,93	Líquido saturado	-	14,07
5	Isobutano	3040	27,67	Líquido subenfriado	-	14,07
6	Isobutano	3020	61,48	Líquido subenfriado	-	14,07
10	DOWTHERM Q	263,9	141,5	Líquido	-	53,7
11	DOWTHERM Q	500	141,5	Líquido	-	53,7
12	DOWTHERM Q	494,2	141,5	Líquido	-	26,85
13	DOWTHERM Q	494,2	141,5	Líquido	-	26,85
14	DOWTHERM Q	435,4	141,5	Líquido	-	5,37
15	DOWTHERM Q	309,7	200	Líquido	-	5,37
16	DOWTHERM Q	435,4	141,5	Líquido	-	5,37
17	DOWTHERM Q	309,7	200	Líquido	-	5,37
18	DOWTHERM Q	435,4	141,5	Líquido	-	5,37
19	DOWTHERM Q	309,7	200	Líquido	-	5,37
20	DOWTHERM Q	435,4	141,5	Líquido	-	5,37
21	DOWTHERM Q	309,7	200	Líquido	-	5,37
22	DOWTHERM Q	435,4	141,5	Líquido	-	5,37

23	DOWTHERM Q	309,7	200	Líquido	-	5,37
24	DOWTHERM Q	-	-	-	-	-
25	DOWTHERM Q	-	-	-	-	-
26	DOWTHERM Q	435,4	141,5	Líquido	-	5,37
27	DOWTHERM Q	309,7	200	Líquido	-	5,37
28	DOWTHERM Q	435,4	141,5	Líquido	-	5,37
29	DOWTHERM Q	309,7	200	Líquido	-	5,37
30	DOWTHERM Q	435,4	141,5	Líquido	-	5,37
31	DOWTHERM Q	309,7	200	Líquido	-	5,37
32	DOWTHERM Q	435,4	141,5	Líquido	-	5,37
33	DOWTHERM Q	309,7	200	Líquido	-	5,37
34	DOWTHERM Q	435,4	141,5	Líquido	-	5,37
35	DOWTHERM Q	309,7	200	Líquido	-	5,37
36	DOWTHERM Q	-	-	-	-	0
37	DOWTHERM Q	-	-	-	-	0
38	DOWTHERM Q	306,1	200	Líquido	-	53,7
40	Agua (refrigeración)	200	38	Líquido	-	132,1
41	Agua (refrigeración)	197,1	38	Líquido	-	66,05
42	Agua (refrigeración)	101,3	29	Líquido	-	66,05
43	Agua (refrigeración)	300	29	Líquido	-	66,05
44	Agua (refrigeración)	197,1	38	Líquido	-	66,05
45	Agua (refrigeración)	101,3	29	Líquido	-	66,05
46	Agua (refrigeración)	300	29	Líquido	-	66,05
47	Agua (refrigeración)	298,2	29	Líquido	-	132,1

48	Agua (reposición)	101,3	20	Líquido	-	2,07
49	Agua (reposición)	101,3	20	Líquido	-	1,035
50	Agua (reposición)	101,3	20	Líquido	-	1,035

En Ferrol, a diciembre de 2018



Fdo.: Mario Castro Suárez



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



Escola Politécnica Superior

TRABAJO FIN DE GRADO
CURSO 2018/19

*PLANTA DE POTENCIA ORC CON FUENTE DE
ENERGÍA RENOVABLE*

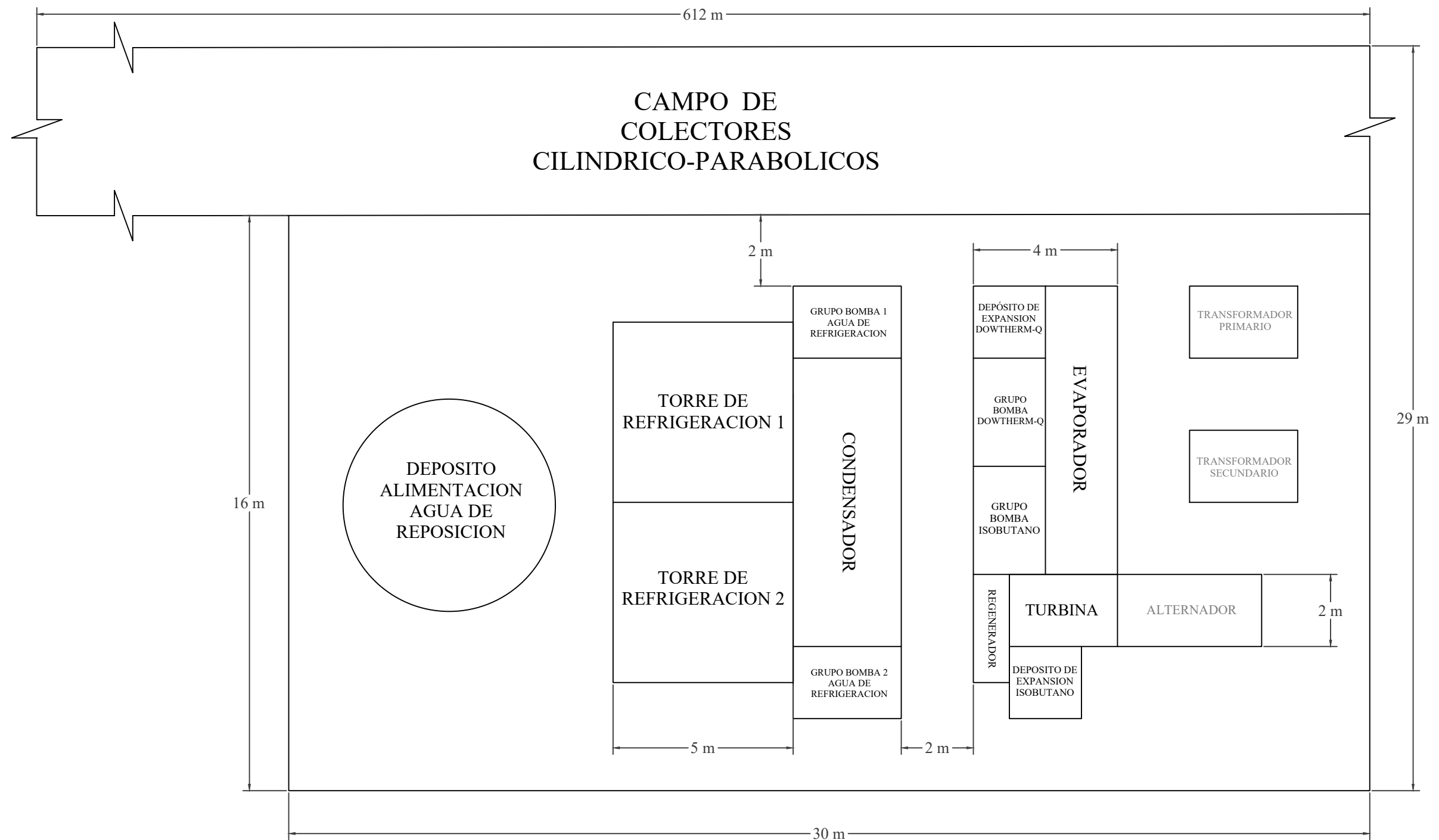
Grado en Ingeniería Mecánica


Documento II

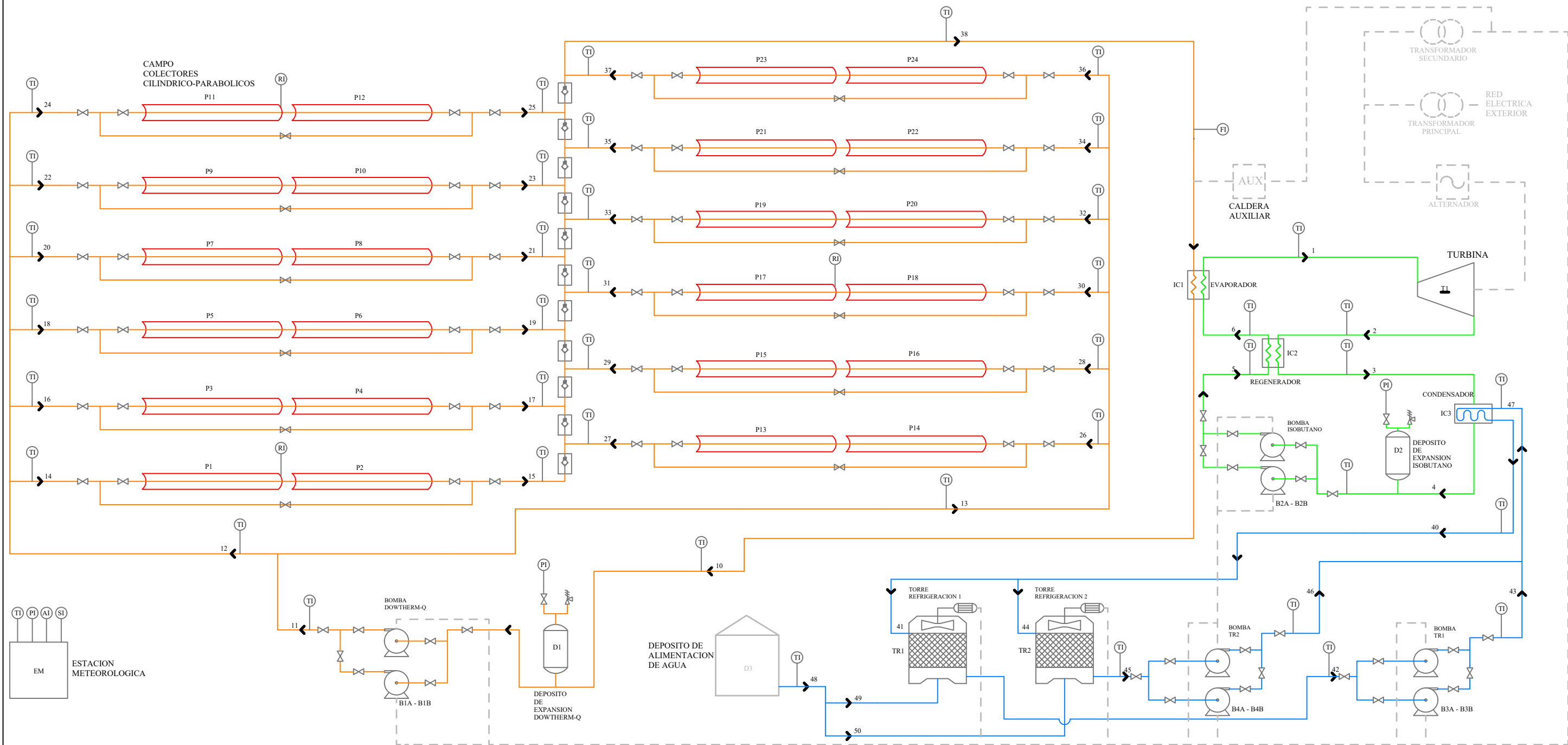
PLANOS

Índice de planos

1. Planta de la distribución de la parcela
2. Diagrama de flujo del proceso




 UNIVERSIDADE DA CORUÑA		ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR Trabajo Fin de Grado		
PROYECTO: PLANTA DE POTENCIA ORC CON FUENTE DE ENERGÍA RENOVABLE				
TÍTULO: PLANTA DE LA DISTRIBUCIÓN DE LA PARCELA				
AUTOR: MARIO CASTRO SUÁREZ	FIRMA:	FECHA: DICIEMBRE 2018	ESCALA: 1:125	Nº PLANO: 1



LÍNEA Nº	1	2	3	4	5	6	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
FLUIDO	ISOBUTANO VAPOR RECALENTADO	ISOBUTANO VAPOR RECALENTADO	ISOBUTANO VAPOR RECALENTADO	ISOBUTANO LIQUIDO SATURADO	ISOBUTANO LIQUIDO SUBENFRIADO	ISOBUTANO LIQUIDO SUBENFRIADO	DOWTHERM-Q LIQUIDO	DOWTHERM-Q LIQUIDO	DOWTHERM-Q LIQUIDO	DOWTHERM-Q LIQUIDO	DOWTHERM-Q LIQUIDO	DOWTHERM-Q LIQUIDO	DOWTHERM-Q LIQUIDO	DOWTHERM-Q LIQUIDO	DOWTHERM-Q LIQUIDO	DOWTHERM-Q LIQUIDO
TEMPERATURA (°C)	150	84,97	40	25,93	27,67	61,48	141,5	141,5	141,5	141,5	141,5	200	141,5	200	141,5	200
PRESION (kPa)	3000	400	380	360	3040	3020	263,9	500	494,2	435,4	309,7	435,4	309,7	435,4	309,7	435,4
CAUDAL (m³/s)	0,194	1,695	1,509	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
CAUDAL MASICO (kg/s)	-	-	-	14,07	14,07	14,07	53,7	53,7	26,85	26,85	5,37	5,37	5,37	5,37	5,37	5,37

LÍNEA Nº	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34
FLUIDO	DOWTHERM-Q LIQUIDO	DOWTHERM-Q LIQUIDO	DOWTHERM-Q LIQUIDO	DOWTHERM-Q LIQUIDO	DOWTHERM-Q (VACIA)	DOWTHERM-Q (VACIA)	DOWTHERM-Q LIQUIDO	DOWTHERM-Q LIQUIDO	DOWTHERM-Q LIQUIDO	DOWTHERM-Q LIQUIDO	DOWTHERM-Q LIQUIDO	DOWTHERM-Q LIQUIDO	DOWTHERM-Q LIQUIDO	DOWTHERM-Q LIQUIDO	DOWTHERM-Q LIQUIDO
TEMPERATURA (°C)	141,5	200	141,5	200	-	-	141,5	200	141,5	200	141,5	200	141,5	200	141,5
PRESION (kPa)	435,4	309,7	435,4	309,7	-	-	435,4	309,7	435,4	309,7	435,4	309,7	435,4	309,7	435,4
CAUDAL (m³/s)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
CAUDAL MASICO (kg/s)	5,37	5,37	5,37	5,37	-	-	5,37	5,37	5,37	5,37	5,37	5,37	5,37	5,37	5,37

LÍNEA Nº	35	36	37	38	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50
FLUIDO	DOWTHERM-Q LIQUIDO	DOWTHERM-Q (VACIA)	DOWTHERM-Q (VACIA)	DOWTHERM-Q LIQUIDO	AGUA LIQUIDA (REFRIGERACION)	AGUA LIQUIDA (REFRIGERACION)	AGUA LIQUIDA (REFRIGERACION)	AGUA LIQUIDA (REFRIGERACION)	AGUA LIQUIDA (REFRIGERACION)	AGUA LIQUIDA (REFRIGERACION)	AGUA LIQUIDA (REFRIGERACION)	AGUA LIQUIDA (REFRIGERACION)	AGUA LIQUIDA (REPOSICION)	AGUA LIQUIDA (REPOSICION)	AGUA LIQUIDA (REPOSICION)
TEMPERATURA (°C)	200	-	-	200	38	38	29	29	38	29	29	29	20	20	20
PRESION (kPa)	309,7	-	-	306,1	200	200	101,3	300	200	101,3	300	300	101,3	101,3	101,3
CAUDAL (m³/s)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
CAUDAL MASICO (kg/s)	5,37	-	-	53,7	132,1	66,05	66,05	66,05	66,05	66,05	66,05	132,1	2,07	1,035	1,035



UNIVERSIDADE DA CORUÑA

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR

Trabajo Fin de Grado

PROYECTO: PLANTA DE POTENCIA ORC CON FUENTE DE ENERGÍA RENOVABLE

TÍTULO: DIAGRAMA DE FLUJO DEL PROCESO

AUTOR: MARIO CASTRO SUÁREZ

FIRMA:

FECHA: DICIEMBRE 2018

ESCALA: SIN ESCALA

Nº PLANO: 2

En Ferrol, a diciembre de 2018



Fdo.: Mario Castro Suárez



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



Escola Politécnica Superior

TRABAJO FIN DE GRADO
CURSO 2018/19

*PLANTA DE POTENCIA ORC CON FUENTE DE
ENERGÍA RENOVABLE*

Grado en Ingeniería Mecánica

Documento III

PLIEGO DE CONDICIONES

Índice

1. OBJETO	5
2. CONDICIONES GENERALES.....	6
2.1. Obras que se proyectan-disposiciones	6
2.2. Definiciones.....	6
2.2.1. <i>Propietario</i>	<i>6</i>
2.2.2. <i>Contratista</i>	<i>6</i>
2.2.3. <i>Subcontratista.....</i>	<i>6</i>
2.2.4. <i>Director de obra.....</i>	<i>7</i>
2.2.5. <i>Dirección facultativa.....</i>	<i>7</i>
2.3. Dirección y ejecución de los trabajos	7
2.4. Obligaciones y responsabilidad del contratista	7
2.5. Personal y medios auxiliares.....	7
2.6. Revisión de materiales	8
2.7. Obras no previstas	8
2.8. Calidad de los materiales.....	8
2.9. Planos y esquemas	8
2.10. Libro de órdenes	8
3. CONDICIONES TÉCNICAS	9
3.1. Especificaciones de materiales y equipos.....	9
3.1.1. <i>Especificaciones generales.....</i>	<i>9</i>
3.1.1.3. <i>Uniones.....</i>	<i>9</i>
3.1.2. <i>Especificaciones de materiales del circuito de potencia.....</i>	<i>10</i>
3.1.3. <i>Especificaciones de materiales del circuito del campo solar</i>	<i>11</i>
3.1.4. <i>Especificaciones de materiales del circuito de refrigeración.....</i>	<i>11</i>
3.2. Especificaciones de ejecución.....	11
4. CONDICIONES LEGALES.....	12
4.1. Responsabilidades y seguridad laboral.....	12
4.2. Capacidad para contratar	12
4.3. Árbitros.....	14
5. CONDICIONES ECONÓMICAS	15
5.1. Precios y revisión de precios	15
5.1.1. <i>Composición de los precios unitarios.....</i>	<i>15</i>

5.2. Métodos de pago.....	16
5.2.1. <i>Valoración y abono de los trabajos</i>	16
5.2.2. <i>Abono de trabajos especiales no contratados.....</i>	16
5.2.3. <i>Pago de árbitros.....</i>	16
5.3. Garantías, fianzas y avales.....	16
5.4. Penalizaciones.....	17
5.4.1. <i>Penalizaciones por baja de calidad.....</i>	17
5.4.2. <i>Desperfectos en la propiedad</i>	17
5.4.3. <i>Replanteos</i>	17

1. OBJETO

El objeto del presente Pliego de Condiciones es servir de base a la realización de las obras que se describen en la Memoria, sus anexos, Planos y Presupuesto de este Proyecto, así como cuanto ordene la Dirección Facultativa

Asimismo, se ajustará a este documento todo cuanto se refiera a las condiciones económicas, legales o facultativas que deban seguirse en la obra.

2. CONDICIONES GENERALES

El presente Pliego de Condiciones Generales tiene por finalidad regular la ejecución de todas las obras e instalaciones que integran el proyecto en el que se incluye, así como aquellas que estime convenientes su realización la Dirección Facultativa del mismo, estableciendo los niveles técnicos y de calidad exigibles, precisando aquellas actuaciones que correspondan según el contrato y con arreglo a la legislación aplicable, al Propietario de la obra, al Contratista o constructor de la misma, sus técnicos y encargados, al Ingeniero, así como las relaciones entre todos ellos y sus correspondientes obligaciones para el cumplimiento del contrato de obra.

El Contratista se atenderá en todo momento a lo expuesto en el mismo en cuanto a la calidad de los materiales empleados, ejecución, material de obra, precios, medición y abono de las distintas partes de obra.

En referencia a la interpretación del mismo, en caso de oscuridad o divergencia, se atenderá a lo dispuesto por la Dirección Facultativa, y en todo caso a las estipulaciones y cláusulas establecidas por las partes contratantes.

2.1. Obras que se proyectan-disposiciones

Las obras que se proyectan son las que se especifican en la Memoria y sus anexos, planos y presupuesto, y las necesarias para dejar totalmente terminadas las obras objeto de este proyecto.

Cualquier excepción o modificación de lo establecido en el Pliego requerirá la notificación por escrito y la aprobación correspondiente al propietario.

2.2. Definiciones

En el contexto de este Pliego, se establecen las siguientes definiciones:

2.2.1. *Propietario*

Se entenderá por Propietario a aquel para el que el Contratista (definido a continuación) ejecutará los trabajos. Esta definición se extiende a los apoderados del Propietario y a sus representantes legales.

2.2.2. *Contratista*

Es la persona natural o jurídica, cuya oferta fue aceptada por el Propietario, y con quien ha firmado el correspondiente contrato de ejecución. Comprende asimismo, a sus representantes legales, apoderados y sucesores expresamente aceptados por aquel.

2.2.3. *Subcontratista*

Es toda persona, natural o jurídica, que tiene una relación contractual no laboral con el Contratista para ejecutar cualquier trabajo o prestar algún servicio, suministro o aprovisionamiento en relación con las obras, sin vinculación alguna con el Propietario, ante quien responderá por la actuación de aquel.

2.2.4. *Director de obra*

Es la persona natural o jurídica designada por el Propietario para realizar las funciones de dirección de obra previstas, cuyo nombramiento será notificado por escrito al Contratista.

2.2.5. *Dirección facultativa*

Estará formada por el Ingeniero-Director y por aquellas personas tituladas o no, que al objeto de auxiliar al Ingeniero-Director en la realización de su cometido, ejerzan, siempre bajo las órdenes directas de éste, funciones de control y vigilancia, así como las específicas por él encomendadas.

2.3. Dirección y ejecución de los trabajos

La dirección Facultativa podrá disponer la suspensión de la obra, al observar anomalías o considerar que los trabajos no se ajustan a lo proyectado, pudiendo la Dirección Facultativa ordenar la demolición y sustitución de la obra ejecutada, siendo todos los gastos que se originen por cuenta de la Empresas Instaladoras.

La propiedad y la Dirección Facultativa, se reservan el derecho de exigir la sustitución en la obra del personal de la Empresas Instaladoras que diera lugar a quejas fundadas o que no reúna las condiciones de aptitud suficientes a juicio de la Dirección Facultativa.

2.4. Obligaciones y responsabilidad del contratista

El contratista queda sometido al cumplimiento de las prescripciones técnicas contenidas en este Pliego de Condiciones. Si los trabajos exigiesen su realización por personal especializado, la Dirección Facultativa podrá en todo momento solicitar al contratista la presentación de los documentos necesarios que acrediten la adecuada titulación del personal.

En la ejecución de las obras que se hayan contratado, la empresa contratista será la única responsable, no teniendo en derecho a indemnización alguna por el mayor precio que pudiera costarle o por las erróneas maniobras que cometiese durante su construcción, siendo por su cuenta y riesgo e independiente de la inspección de la Dirección Facultativa.

Asimismo, el contratista será responsable de los accidentes que pudieran sobrevenir a todo el personal, debiendo atenerse a las disposiciones de la Policía Local y Leyes comunes sobre la materia, Reglamentación de Seguridad e Higiene en el trabajo, etc., y lo mismo para cualquier persona con autorización para entrar en la obra.

2.5. Personal y medios auxiliares

Será obligación de la Contrata disponer con la suficiente antelación de toda clase de personal cualificado, debiéndolo sustituir cuando, a juicio de la Dirección Facultativa, no reúna las características de trabajo que se le encomiende o carezca de las condiciones precisas para la convivencia en el trabajo que le corresponda.

El personal estará dado de alta en la Seguridad Social y deberá disponer de los correspondientes equipos de protección individual

2.6. Revisión de materiales

Todos los materiales empleados en las obras reunirán las características exigidas en este Pliego de Condiciones, sin que su examen de aprobación represente su recepción definitiva, ya que cualquier defecto observado después de su puesta en obra, obliga a su sustitución por otros en buenas condiciones, sin derecho a abono alguno. En caso de dudas siempre se deberá preguntar a la dirección facultativa.

2.7. Obras no previstas

Solamente son objeto de este contrato las obras comprendidas en los documentos de este Proyecto. No obstante, el contratista está obligado a ejecutar todas las reformas que ordene la Dirección Facultativa, como ampliación o mejoras.

2.8. Calidad de los materiales

En caso de que por alguna circunstancia, no pudieran encontrarse los materiales que figuran en presente Proyecto, estos podrán ser sustituidos por otros de igual calidad, previa aprobación de la Dirección Facultativa. En caso de ser de inferior calidad, se descontará la diferencia de precio que hubiera.

2.9. Planos y esquemas

Las obras se ajustarán en cuanto a dimensiones, cálculos, distribuciones y construcción a los planos de este proyecto, no pudiendo realizar ninguna variación sin el consentimiento de la Dirección Facultativa.

La ausencia o falta de mediciones de los planos se deben a criterios de confidencialidad del propietario que, una vez adjudicada la obra, el contratista deberá consultar y verificar con la dirección facultativa.

2.10. Libro de órdenes

Se dispondrá en la propia obra de un Libro de Órdenes, en donde se recogerán todas las incidencias, modificaciones, aclaraciones, etc., que surjan durante el desarrollo de los trabajos.

El Director de Obra, en ejercicio de sus atribuciones, velará por el cumplimiento de los requisitos especificados en proyecto, así como de las exigencias de las disposiciones legales que sean de aplicación, y en especial aquellas que afecten al buen funcionamiento de las instalaciones y a la seguridad de las personas.

El Libro de Órdenes, como instrumento destinado a garantizar estos extremos, dejará constancia del desarrollo de la obra, conteniendo las firmas de la Dirección Facultativa y de quienes ejerzan como promotores, empleando a tal efecto cuantas copias fueran necesarias.

3. CONDICIONES TÉCNICAS

El pliego de condiciones técnicas tiene por objeto determinar las calidades y características de los elementos que se utilizarán en el desmantelamiento de la instalación actual y en el montaje de la nueva.

En todo lo aquí no señalado regirá el Pliego de Condiciones general que figura en el proyecto de obra.

El Director de Obra deberá eliminar cualquier elemento que no cumpla con la presente especificación, tanto en lo referente a los materiales, como en normativa.

3.1. Especificaciones de materiales y equipos

3.1.1. *Especificaciones generales*

En este apartado se recogerán los materiales a utilizar que no sean particulares de uno de los circuitos de la planta.

Es importante recalcar la importancia de utilizar los elementos especificados ya que en caso de utilizar otros variarían parámetros en la planta y la energía obtenida no sería la misma. Además, podría darse el caso de que el estado de uno o varios fluidos cambiase en varias líneas, lo que podría causar grandes estropicios en los diferentes componentes.

3.1.1.1. *Tubos*

Todas las tuberías que formen parte de la planta, independientemente del circuito que sea, han de ser de acero inoxidable 316, tal y como se ha indicado en la memoria y como se especifica en la norma ASME. Evidentemente, será necesario utilizar el diámetro de tubería adecuado para cada línea (especificados en el anejo VII de la Memoria).

3.1.1.2. *Válvulas y bridas*

Las válvulas (las de cierre y las antirretorno) que se pongan en la planta han de ser las descritas en la memoria (también de acero inoxidable 316), acordes cada una de ellas a las características dimensionales del tubo al que han soldarse. Exactamente lo mismo es aplicable a las bridas.

3.1.1.3. *Uniones*

La unión de los tubos de acero inoxidable 316 se realizará por soldadura de aportación. En todos los casos posibles, se realizarán las soldaduras mediante orbital para garantizar las uniones. Cuando no sea posible, las soldaduras se realizarán de forma manual por arco eléctrico.

Los accesorios para la ejecución de uniones, derivaciones, codos, curvas, etc., mediante soldadura, estarán fabricados con inoxidable 316 de las mismas características que las del tubo al que han de unirse mediante soldadura manual o con orbital.

Las uniones de los tubos entre sí y de éstos con los accesorios, se harán de acuerdo con los materiales en contacto y de modo que la ejecución de las operaciones se lleve a cabo de forma que no se llegue a provocar pérdidas de estanqueidad en las uniones.

El procedimiento de la unión mediante soldadura por arco eléctrico, consiste en fundir un material de aporte con el calor aparecido de un arco eléctrico entre el electrodo (material de aporte) y las piezas a unir. En este tipo de soldadura las piezas a unir son de acero inoxidable.

La soldadura con orbital consiste en el proceso de soldar circularmente una pieza cilíndrica fija o fijada en un soporte (conductos, tuberías, etc). Para este propósito, la antorcha se desplaza sobre una guía y recorre la pieza de manera circular.

3.1.1.4. Terreno

Se necesita una parcela de al menos 8436 m² en la que sería importante que no existiese un gran desnivel ni diferencia de cotas entre las diferentes zonas. Los problemas derivados de pequeños desniveles serán fácilmente subsanados con una losa continua de hormigón armado que se hará a lo largo de toda la extensión de la parcela.

3.1.1.5. Losa continua

Se construirá una losa continua de hormigón armado en la parcela que servirá como superficie plana sobre la que se coloquen todos los elementos de la planta. Para conocer la extensión necesaria de esa losa se puede consultar el plano nº1 del Documento Planos.

3.1.1.6. Intercambiadores de calor

Han de utilizarse los intercambiadores diseñados y dimensionados en el Trabajo de Fin de Grado de Sergio García Palmeiro, *Diseño ingenieril y mecánico de intercambiadores de calor en planta de producción de potencia ORC*, año 2018.

3.1.2. Especificaciones de materiales del circuito de potencia

Tabla 1: Componentes necesarios en el circuito de potencia

Necesidad	Elección	Unidades
Turbina	Turbina SST-060, de la marca Siemens	1
Bomba	Bomba Multitec 100.7.1/7, de la marca KSB	2
Depósito de expansión	Depósito de expansión para aceite térmico, de la marca ATTSU TÉRMICA S.L.	1
Válvula de cierre	Válvula IBER 85, de la marca Sigaltec	7
Brida	Brida Slip On en acero inoxidable, de la marca Todo de Inoxidable	14
Tubería	Tubería ISO, de la marca Sigaltec	5,75 m
Isobutano	Isobutano	33,249 L

3.1.3. Especificaciones de materiales del circuito del campo solar

Tabla 2: Componentes necesarios en el circuito del campo solar

Necesidad	Elección	Unidades
Colector cilíndrico-parabólico	Colector cilíndrico-parabólico Eurotrough 150	24
Tubo absorbedor	Tubo absorbedor UVAC 3 de la marca SOLEL	864
Bomba	Bomba Etanorm 100-080-250, de la marca KSB	2
Depósito de expansión	Depósito de expansión para aceite térmico, de la marca ATTSU TÉRMICA S.L.	1
Válvula de cierre	Válvula IBER 80, de la marca Sigaltec	127
Válvula antirretorno	Válvula antirretorno con obturador y muelle, de la marca Swagelok	11
Brida	Brida Slip On en acero inoxidable, de la marca Todo de Inoxidable	276
Tubería	Tubería ISO, de la marca Sigaltec	1346,75 m
DOWTHERM-Q	DOWTHERM-Q	68,125 L

3.1.4. Especificaciones de materiales del circuito de refrigeración

Tabla 3: Componentes necesarios en el circuito del campo solar

Necesidad	Elección	Unidades
Torre de refrigeración	Torre de refrigeración EWK 1800/09	2
Bomba	Bomba Etanorm 100-080-160, de la marca KSB	4
Tubería	Tubería ISO, de la marca Sigaltec	25,5 m
Válvula de cierre	Válvula IBER 80, de la marca Sigaltec	14
Brida	Brida Slip On en acero inoxidable, de la marca Todo de Inoxidable	28

3.2. Especificaciones de ejecución

Todos los elementos necesarios en la planta mencionados a lo largo del proyecto han de ser montados/colocados tal y como indique el fabricante.

4. CONDICIONES LEGALES

En este apartado se describen las condiciones legales bajo las que se ejecutará el proyecto.

4.1. Responsabilidades y seguridad laboral

Todas las empresas subcontratadas deberán nombrar y certificar a una persona que será el recurso preventivo durante la realización y construcción de este proyecto. Dicha persona se encargará de revisión y divulgación de las normativas de seguridad relacionadas con el proyecto y de su cumplimiento y deberá disponer de los cursos que acrediten su función.

Además, toda persona que trabaje para éste queda sujeto a:

- La responsabilidad civil será exigible en forma personal e individualizada, tanto por actos u omisiones propios, como por actos u omisiones de personas por las que se deba responder.
 - No obstante, cuando pudiera individualizarse la causa de los daños materiales o quedase debidamente probada la concurrencia de culpas sin que pudiera precisarse el grado de intervención de cada agente en el daño producido, la responsabilidad se exigirá solidariamente.
- Cuando el proyecto haya sido contratado conjuntamente con más de un proyectista, los mismos responderán solidariamente.
- Los proyectistas que contraten los cálculos, estudios, dictámenes o informes de otros profesionales, serán directamente responsables de los daños que puedan derivarse de su insuficiencia, incorrección o inexactitud, sin perjuicio de la repetición que pudieran ejercer contra sus autores.
- Cuando el director facultativo subcontrate con otras personas físicas o jurídicas la ejecución de determinadas partes o instalaciones, será directamente responsable de los daños materiales por vicios o defectos de su ejecución, sin perjuicio de la repetición a que hubiere lugar.
- Quien acepte la dirección cuyo proyecto no haya elaborado él mismo, asumirá las responsabilidades derivadas de las omisiones, deficiencias o imperfecciones del proyecto, sin perjuicio de la repetición que pudiese corresponderle frente al proyectista.

4.2. Capacidad para contratar

- Podrán contratar las personas naturales o jurídicas, españolas o extranjeras que, teniendo plena capacidad de obrar, no se hallen privadas por parte del Estado ni tengan faltas pendientes con la justicia.
- Las empresas deberán ser personas físicas o jurídicas cuya finalidad o actividad tenga relación directa con el objeto del contrato, según resulte de sus respectivos estatutos o reglas fundacionales y dispongan de una organización con elementos personales y materiales suficientes para la debida ejecución del contrato.
- Las empresas no españolas de Estados miembros de la Unión Europea deberán acreditar su capacidad de obrar mediante certificación de inscripción.

- Las restantes empresas extranjeras deberán acreditar su capacidad de obrar mediante informe expedido por la Misión Diplomática Permanente u Oficina Consular de España del lugar del domicilio de la empresa, en la que se haga constar, previa acreditación por la empresa, que figuran inscritas en el Registro local profesional o comercial.

Además de los requisitos reseñados, los licitadores deberán acreditar su solvencia económica, financiera y técnica a través de los medios que se reseñan a continuación:

- Económica y financiera:
 - Cuentas anuales presentadas en el Registro Mercantil o en el Registro oficial que corresponda. Los empresarios no obligados a presentar las cuentas en Registros oficiales podrán aportar, como medio alternativo de acreditación, los libros de contabilidad debidamente legalizados.
 - Declaración sobre el volumen global de negocios y, en su caso, sobre el volumen de negocios en el ámbito de actividades correspondiente al objeto del contrato, referido como máximo a los tres últimos ejercicios disponibles en función de la fecha de creación o de inicio de las actividades del empresario, en la medida en que se disponga de las referencias de dicho volumen de negocios.
 - Si, por una razón justificada, el empresario no está en condiciones de presentar las referencias solicitadas, se le autorizará a acreditar su solvencia económica y financiera por medio de cualquier otro documento que se considere apropiado por el órgano de contratación
 - Los empresarios que sean personas naturales deberán aportar, asimismo, copia o fotocopia legalizada de la Declaración del Impuesto sobre la Renta de las Personas Físicas de los dos últimos ejercicios presentados
- Técnica (por uno de los siguientes medios):
 - Relación de los principales suministros efectuados durante los tres últimos años, indicando su importe, fechas y destinatario público o privado de los mismos. Los suministros efectuados se acreditarán mediante certificados expedidos o visados por el órgano competente, cuando el destinatario sea una entidad del sector público o cuando el destinatario sea un comprador privado, mediante un certificado expedido por éste o, a falta de este certificado, mediante una declaración del empresario.
 - Indicación del personal técnico o unidades técnicas, integradas o no en la empresa, de los que se disponga para la ejecución del contrato, especialmente los encargados del control de calidad.
 - Descripción de las instalaciones técnicas, de las medidas empleadas para garantizar la calidad y de los medios de estudio e investigación de la empresa.
 - Control efectuado por la entidad del sector público contratante o, en su nombre, por un organismo oficial competente del Estado en el cual el empresario está establecido, siempre que medie acuerdo de dicho organismo, cuando los productos a suministrar sean complejos o cuando, excepcionalmente, deban responder a un fin particular. Este control versará sobre la capacidad de producción del empresario y, si fuera necesario, sobre los medios de estudio e investigación con que cuenta, así como sobre las medidas empleadas para controlar la calidad.

- Muestras, descripciones y fotografías de los productos a suministrar, cuya autenticidad pueda certificarse a petición de la entidad del sector público contratante.
- Certificados expedidos por los institutos o servicios oficiales encargados del control de calidad, de competencia reconocida, que acrediten la conformidad de productos perfectamente detallada mediante referencias a determinadas.

4.3. Árbitros

En caso de necesitar algún tipo de arbitrio, éste se llevará a cabo por la jurisprudencia municipal o comarcal en la que se sitúe la empresa constructora sometiéndose ésta a las leyes y normas del citado municipio o comarca.

5. CONDICIONES ECONÓMICAS

La finalidad es regular las relaciones económicas entre el contratista, los proveedores, los subcontratados y los clientes.

Todos los que intervienen en el proceso de construcción y proyección tienen derecho a percibir puntualmente las cantidades devengadas por su correcta actuación, con arreglo a las condiciones contractualmente establecidas.

El constructor y, en su caso, los técnicos pueden exigirse recíprocamente las garantías adecuadas al cumplimiento puntual de sus obligaciones de pago.

5.1. Precios y revisión de precios

5.1.1. *Composición de los precios unitarios*

El cálculo de los precios de las distintas partes es el resultado de sumar los costes directos, los indirectos, los gastos generales y el beneficio industrial.

5.1.1.1. *Costes directos*

La mano de obra, con sus pluses, cargas y seguros sociales, que interviene directamente en el proceso de fabricación

Los materiales, a los precios resultantes, que queden integrados en el proceso de que se trate o que sean necesarios para su ejecución.

Los equipos y sistemas técnicos de seguridad y salud para la prevención y protección de accidentes y enfermedades profesionales.

Los gastos de personal, combustible, energía, etc., que tengan lugar por el accionamiento o funcionamiento de la maquinaria e instalaciones utilizadas en la ejecución de la unidad de obra.

Los gastos de amortización y conservación de la maquinaria, instalaciones, sistemas y equipos anteriormente citados.

5.1.1.2. *Costes indirectos*

Los gastos de almacenes, talleres de fabricación y preparación de moldes, laboratorios, seguros, etc., los del personal técnico, proyectistas y los imprevistos. Todos estos gastos, se cifrarán en un porcentaje de los costes directos.

5.1.1.3. *Precio de ejecución material*

Se denominará precio de ejecución material al resultado obtenido por la suma de los anteriores conceptos.

5.1.1.4. *Precios contradictorios*

Se producirán precios contradictorios sólo cuando por medio del ingeniero se decida introducir cambios de calidad en alguna de las previstas, o cuando sea necesario afrontar alguna circunstancia imprevista.

El constructor estará obligado a efectuar los cambios y hacerse cargo de ellos. A falta de acuerdo, el precio se resolverá contradictoriamente entre el ingeniero y el constructor antes de comenzar la ejecución de los trabajos y en el plazo que determine el pliego de condiciones particulares. Si subsiste la diferencia se acudirá, en primer lugar, al concepto más análogo dentro del cuadro de precios del proyecto, y en segundo lugar al banco de precios de uso más frecuente en la localidad.

Los contradictorios que hubiere se referirán siempre a los precios unitarios de la fecha del contrato.

5.2. Métodos de pago

5.2.1. *Valoración y abono de los trabajos*

Los proveedores y las empresas encargadas del transporte recibirán por adelantado el 20% del abono total, el cual estará concertado previamente en el pliego de condiciones o acordado entre proveedor y constructor. El valor del abono sólo se podrá ver modificado por penalizaciones causadas por incumplimientos en el plazo de entrega o por deficiencia de calidad del servicio otorgado.

Los empleados encargados del montaje, empaquetado y administración del producto recibirán la cifra estipulada mediante pago por vía bancaria y en un solo cobro realizado la última semana de cada mes.

5.2.2. *Abono de trabajos especiales no contratados*

Cuando fuese preciso efectuar otra clase de trabajos de cualquier índole especial u ordinaria, que por no estar contratados no sean de cuenta del constructor, y si no se contratasen con tercera persona, no tendrá el constructor la obligación de realizarlos y de satisfacer los gastos que estos ocasionen. En el caso que se haga cargo de estos gastos adicionales se le deberán ser restituidos en un plazo de 3 meses desde el momento que se produzca dicho pago.

5.2.3. *Pago de árbitros*

El pago de impuestos y arbitrios en general, municipales o de otro origen correrán a cargo del constructor, siempre que en las condiciones particulares del proyecto no se estipule lo contrario.

5.3. Garantías, fianzas y avales

El constructor garantizará la instalación durante un período mínimo de 3 años, para todos los materiales utilizados y el procedimiento empleado en su montaje. Sin perjuicio de cualquier posible reclamación a terceros, la instalación será reparada de acuerdo con estas condiciones generales si ha sufrido una avería a causa de un defecto de montaje o de cualquiera de los componentes, siempre que haya sido manipulada correctamente de acuerdo con lo establecido en el procedimiento establecido.

La garantía se concede a favor del comprador de la instalación, lo que deberá justificarse debidamente mediante el correspondiente certificado de garantía, con la fecha que se acredite en la certificación de la instalación.

Si hubiera de interrumpirse la explotación del suministro debido a razones de las que es responsable el constructor, o a reparaciones que el constructor haya de realizar para cumplir

las estipulaciones de la garantía, el plazo se prolongará por la duración total de dichas interrupciones.

La garantía comprende la reparación o reposición, en su caso, de los componentes y las piezas que pudieran resultar defectuosas, así como la mano de obra empleada en la reparación o reposición durante el plazo de vigencia de la garantía.

Quedan expresamente incluidos todos los demás gastos, tales como tiempos de desplazamiento, medios de transporte, amortización de vehículos y herramientas, disponibilidad de otros medios y eventuales portes de recogida y devolución de los equipos para su reparación en los talleres del fabricante.

Asimismo se deben incluir la mano de obra y materiales necesarios para efectuar los ajustes y eventuales reglajes del funcionamiento de la instalación. Si en un plazo razonable, el constructor incumple las obligaciones derivadas de la garantía, el comprador de la instalación podrá, previa notificación escrita, fijar una fecha final para que dicho constructor cumpla con las mismas. Si el constructor no cumple con sus obligaciones en dicho plazo último, el comprador de la instalación podrá, por cuenta y riesgo del constructor, realizar por sí mismo o contratar a un tercero para realizar las oportunas reparaciones, sin perjuicio de la ejecución del aval prestado y de la reclamación por daños y perjuicios en que hubiere incurrido el constructor.

La garantía podrá anularse cuando la instalación haya sido reparada, modificada o desmontada, aunque sólo sea en parte, por personas ajenas al constructor o a los servicios de asistencia técnica de los fabricantes no autorizados expresamente por el constructor.

Cuando el usuario detecte un defecto de funcionamiento en la instalación, lo comunicará fehacientemente al constructor. Cuando el constructor considere que es un defecto de fabricación de algún componente lo comunicará fehacientemente al fabricante.

5.4. Penalizaciones

5.4.1. *Penalizaciones por baja de calidad*

Si se advirtiese que los materiales, servicios o productos adquiridos no cumplen con los requisitos de calidad estipulados el constructor queda exento del pago de la actividad realizada o de los elementos obtenidos. En el caso concreto de adquisición de piezas, si se detecta más de un 2% de piezas defectuosas el proveedor será sancionado con una multa de 10.000 euros, que serán abonados en un plazo máximo de 6 meses.

5.4.2. *Desperfectos en la propiedad*

Si el constructor causara algún desperfecto en la propiedad, tendrá que restaurarla a su cuenta, dejándola en el estado que las encontró al dar comienzo las obras de la instalación.

5.4.3. *Replanteos*

Todas las operaciones y medios auxiliares que se necesite para los replanteos serán de cuenta del contratista, no teniendo por este concepto derecho a indemnización de ninguna clase. El contratista será responsable de los errores que resulten de los replanteos con relación a los planos acotados que el director de la obra facilite a su debido tiempo.

En Ferrol, a diciembre de 2018



Fdo.: Mario Castro Suárez



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



Escola Politécnica Superior

**TRABAJO FIN DE GRADO
CURSO 2018/19**

*PLANTA DE POTENCIA ORC CON FUENTE DE
ENERGÍA RENOVABLE*

Grado en Ingeniería Mecánica

Documento IV

PRESUPUESTOS Y MEDICIONES

Índice

1.	Circuito de potencia.....	4
2.	Circuito del campo solar	5
3.	Circuito del agua de refrigeración.....	6
4.	Intercambiadores de calor	7
5.	Terreno	8
6.	Ingeniería	9
7.	Mano de obra	10
8.	Resumen por capítulos e importe de ejecución material	11
9.	Importe de ejecución e importe de contrata.....	12

1. CIRCUITO DE POTENCIA

Capítulo 1: Coste de componentes del circuito de potencia				
Número	Concepto	Unidades	Precio unitario(€)	Importe(€)
1	Turbina SST-060, de la marca Siemens	1	107000	107000
2	Bomba Multitec 100.7.1/7, de la marca KSB	2	52400	104800
3	Depósito de expansión para aceite térmico, de la marca ATTSU TÉRMICA S.L.	1	352,20	352,20
4	Válvula IBER 85, de la marca Sigaltec	7	63,99	447,93
5	Brida Slip On en acero inoxidable, de la marca Todo de Inoxidable	14	4,07	56,98
6	Tubería ISO, de la marca Sigaltec	5,75 m	170	977,5
7	Isobutano	33,249 L	4,29	142,64
Importe total del capítulo 1				213777,25

2. CIRCUITO DEL CAMPO SOLAR

Capítulo 2: Coste de componentes del circuito del campo solar				
Número	Concepto	Unidades	Precio unitario(€)	Importe(€)
1	Colector cilíndrico-parabólico Eurotrough 150	24	1320,60	31694,40
2	Tubo absorbedor UVAC 3 de la marca SOLEL	864	310	267840
3	Bomba Etanorm 100-080-250, de la marca KSB	2	31000	62000
4	Depósito de expansión para aceite térmico, de la marca ATTSU TÉRMICA S.L.	1	485,50	485,50
5	Válvulas IBER 80, de la marca Sigaltec	127	8,57	1088,39
6	Válvulas antirretorno con obturador y muelle, de la marca Swagelok	11	14,05	154,55
7	Brida Slip On en acero inoxidable, de la marca Todo de Inoxidable	276	4,07	1123,32
8	Tubería ISO, de la marca Sigaltec	1346,75 m	170	228947,50
9	DOWTHERM-Q	68,125 L	2,45	166,91
Importe total del capítulo 2				593500,57

3. CIRCUITO DEL AGUA DE REFRIGERACIÓN

Capítulo 3: Coste de componentes del circuito de refrigeración				
Número	Concepto	Unidades	Precio unitario(€)	Importe(€)
1	Torre de refrigeración EWK 1800/09	2	42350	84700
2	Bomba Etanorm 100-080-160, de la marca KSB	4	20600	82400
3	Tubería ISO, de la marca Sigaltec	25,5 m	170	4335
4	Válvulas IBER 80, de la marca Sigaltec	14	8,57	119,98
5	Brida Slip On en acero inoxidable, de la marca Todo de Inoxidable	28	4,07	113,96
Importe total del capítulo 3				171668,94

4. INTERCAMBIADORES DE CALOR

Capítulo 4: Intercambiadores de calor				
Número	Concepto	Unidades	Precio unitario(€)	Importe(€)
1	Evaporador	1	26686,24	26686,24
2	Regenerador	1	26432,44	26432,44
3	Condensador	1	101929,17	101929,17
Importe total del capítulo 4				155047,85

El precio de los intercambiadores de calor se ha obtenido del Trabajo de Fin de Grado de Sergio García Palmeiro, *Diseño ingenieril y mecánico de intercambiadores de calor en planta de producción de potencia ORC*, año 2018.

5. TERRENO

Capítulo 5: Terreno

Número	Concepto	Unidades	Precio unitario(€)	Importe(€)
1	Terreno de 8436 m ² en la provincia de Córdoba	8436 m ²	1,31	11053,78
Importe total del capítulo 5				11053,78

6. INGENIERÍA

Capítulo 6: Ingeniería

Número	Concepto	Unidades	Precio unitario(€)	Importe(€)
1	Circuito de potencia	46h	40	1840
2	Circuito del campo solar	70h	40	2800
3	Circuito de refrigeración	56h	40	2240
4	AutoCAD	80h	40	3200
5	Otros	8h	40	320
Importe total del capítulo 6				10400

7. MANO DE OBRA

Capítulo 7: Mano de obra

Número	Concepto	Unidades	Precio unitario(€)	Importe(€)
1	Mano de obra	7040 h	12	84480
Importe total del capítulo 7				84480

8. RESUMEN POR CAPÍTULO E IMPORTE DE EJECUCIÓN MATERIAL

Resumen por capítulos	
Capítulo 1: Coste de componentes del circuito de potencia	213777,25 €
Capítulo 2: Coste de componentes del circuito del campo solar	593500,57 €
Capítulo 3: Coste de componentes del circuito de refrigeración	171668,94 €
Capítulo 4: Intercambiadores de calor	155047,85 €
Capítulo 5: Terreno	11053,78 €
Capítulo 6: Ingeniería	10400 €
Capítulo 7: Mano de Obra	84480 €
IMPORTE DE EJECUCIÓN MATERIAL	1239928,38 €

9. IMPORTE DE EJECUCIÓN E IMPORTE DE CONTRATA

IMPORTE DE EJECUCIÓN MATERIAL	1239928,38 €
Gastos generales (13%)	161190,69 €
Beneficio industrial (6%)	74395,70 €
IMPORTE DE EJECUCIÓN	1475514,77 €
IVA (21%)	309858,10 €
IMPORTE DE CONTRATA	1785372,87 €

El importe de contrata es de **UN MILLÓN SETECIENTOS OCHENTA Y CINCO MIL TRESCIENTOS SETENTA Y DOS EUROS CON OCHENTA Y SIETE CÉNTIMOS.**

En Ferrol, a diciembre de 2018



Fdo.: Mario Castro Suárez